

# TREBALL FINAL DE GRAU

**PROJECTE D'UNA MÀQUINA TRITURADORA DE PEDRES  
ACCIONADA MITJANÇANT LA PRESA DE FORÇA D'UN TRACTOR**

**Titulació:**

Grau en Enginyeria Mecànica

**Alumne:**

Antoni Ramis Martorell

**Director:**

Rafael Sitjar Cañellas

**Convocatòria:**

Juny de 2019



**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA  
BARCELONATECH**

---

**Escola Superior d'Enginyeries Industrial,  
Aeroespacial i Audiovisual de Terrassa**

## Resum

La memòria escrita a continuació tracta el disseny d'una màquina trituradora de pedres arrossegada i accionada mitjançant un tractor.

Aquesta màquina permet la millora de les condicions dels terrenys mitjanament rocallosos reduint la mida de la pedra, fent-los aptes pel cultiu i facilitant les futures tasques que s'hi vulguin dur a terme.

En el projecte es podrà veure tota la fase de disseny de les diferents peces que componen la màquina i la selecció de components estàndard que faciliten i abarateixen la fabricació i reparació de la mateixa, així com també la selecció dels materials més adequats per a cada una de les parts, utilitzant els coneixements adquirits durant el grau d'Enginyeria Mecànica.

Es pretén, mitjançant aquesta memòria, assolir tots els requisits necessaris per poder auto-certificar la màquina complint les directives i normes harmonitzades vigents. Això engloba la descripció completa de totes les parts de la màquina mitjançant plànols, càlcul mecànic dels òrgans que ho precisin, assegurant el seu correcte funcionament durant la vida útil, elaboració d'un pla de manteniment amb el seu corresponent manual i explicació del procés d'assemblatge del conjunt.

Finalment, es desglossen totes les partides necessàries i s'elabora un pressupost per a la fabricació d'un prototip.

# CONTINGUT

Resum .....	
ÍNDIX DE FIGURES.....	
ÍNDIX DE TAULES .....	
1. Introducció .....	1
1.1. Motivacions.....	1
1.2. Objectiu .....	2
2. Abast .....	3
2.1. S'inclou dins el projecte .....	3
2.2. No s'inclou dins el projecte .....	4
3. Antecedents.....	5
3.1. Tipus de trituradores de pedres agrícoles.....	6
3.1.1. Fresadores .....	6
3.1.2. Trituradores de martells fixos.....	7
3.1.3. Trituradores de martells mòbils.....	8
3.2. Trituradores de martells mòbils comercials .....	10
3.2.1. Kirpy, model BPR 250 .....	10
3.2.2. Rinaldi T150/3000 .....	11
3.2.3. Agarin, model 230-DT2R .....	12
3.2.4. Comparativa dels models anteriors .....	13
4. Alternatives de disseny .....	14
4.1. Sentit de gir del rotor .....	14
4.2. Sistema de transmissió.....	15
4.3. Control de la profunditat.....	16
5. Especificacions bàsiques.....	18
6. Disseny.....	19
6.1. Criteris de càlcul, disseny i selecció de components.....	19
6.2. Materials utilitzats .....	19
6.2.1. Acers estructurals no aliats.....	20
6.2.2. Acers de construcció .....	20
6.3. Normativa d'obligat compliment.....	21
6.2. Normativa de no obligat compliment, estandardització .....	25
6.3. Valoració de riscos .....	29
6.3.1. Sistemes de seguretat incorporats.....	30
6.3.2. Riscos residuals .....	33
6.4. Càlculs.....	33
6.4.1. Elements comercials .....	34

6.4.1.1.	Grup de transmissió (Component C.1).....	34
6.4.1.2.	Transmissió per corretges (Component C.2).....	37
6.4.1.3.	Tensions a les corretges .....	41
6.4.1.4.	Rodaments de l'eix primari.....	42
6.4.1.5.	Rodaments del rotor (Component C.4).....	45
6.4.1.6.	Acoblament elàstic (Component C.5).....	48
6.4.1.7.	Xavetes (Components C.6.1, C.6.2 i C.6.3).....	50
6.4.1.8.	Retenidors, elements d'estanqueïtat: .....	51
6.4.2.	Elements dissenyats .....	53
6.4.2.1.	Martells (Component D.1) .....	53
6.4.2.2.	Rotor (Component D.2).....	57
6.4.2.3.	Eix del rotor (Component D.3).....	58
6.4.2.4.	Eix primari (Component D.4).....	64
6.5.	Descripció del disseny final.....	68
6.5.1.	Bastidor .....	68
6.5.2.	Rotor .....	69
6.5.3.	Transmissió .....	70
6.6.	Especificacions finals.....	71
7.	Pressupost.....	72
8.	Conclusions .....	75
9.	Bibliografia.....	76
15.	Annexes .....	79
I.	Declaració de conformitat CE.....	79
II.	Manual d'instruccions i manteniment.....	79
III.	Manual d'assemblatge.....	79
IV.	Plànols.....	79

## ÍNDIX DE FIGURES

Figura 1. Fresadora de pedra AgriWorld <sup>1</sup> .....	7
Figura 2. Trituradora de martells fixos Bugnot <sup>2</sup> .....	8
Figura 3. Rotor d'una trituradora de martells mòbils Osmaq <sup>3</sup> .....	9
Figura 4. Trituradora de martells mòbils Kirpy seccionada <sup>4</sup> .....	10
Figura 5. Trituradora de martells mòbils Rinaldi <sup>5</sup> .....	11
Figura 6. Trituradora de martells mòbils Agarín <sup>6</sup> .....	12
Figura 7. Eixos de 6 i 20 estries intercanviables <sup>7</sup> .....	25
Figura 8. Arbres de transmissió amb juntes Cardan <sup>8</sup> .....	26
Figura 9. Situació de la presa de força en els tractors.....	27
Figura 10. Forma i dimensions de l'enganxall .....	28
Figura 11. Detall del suport inferior .....	28
Figura 12. Tapes superiors .....	31
Figura 13. Protecció davantera .....	31
Figura 14. Protecció posterior .....	32
Figura 15. Tapa protectora de les corretges .....	33
Figura 16. Ubicació dels elements comercials dins el conjunt.....	34
Figura 17. Selecció del grup de transmissió <sup>9</sup> .....	35
Figura 18. Dimensions dels eixos del grup de transmissió <sup>9</sup> .....	36
Figura 19. Vida esperada del grup de transmissió <sup>9</sup> .....	36
Figura 20. Selecció del perfil de les corretges <sup>10</sup> .....	37
Figura 21. Diagrama de tensions sobre les corretges .....	41
Figura 22. Reaccions sobre els rodaments de l'eix primari .....	43
Figura 23. Col·locació dels martells .....	45
Figura 24. Forces sobre els rodaments del rotor.....	46
Figura 25. Forces i reaccions sobre el rotor .....	47
Figura 26. Materials dels retenidors <sup>12</sup> .....	52
Figura 27. Ubicació dels elements calculats sobre el conjunt.....	53
Figura 28. Situacions abans i després d'impactar el martell.....	54
Figura 29. Centre de gravetat del martell.....	55
Figura 30. Àrea resistent.....	56
Figura 31. Forces d'equilibri.....	57
Figura 32. Diagrames d'esforços sobre el rotor.....	59
Figura 33. Àrea resistent del rotor.....	60
Figura 34. Factor Ka eix del rotor <sup>13</sup> .....	62
Figura 35. Factor de sensibilitat q del rotor <sup>14</sup> .....	63
Figura 36. Factor de canvi de diàmetre Kt del rotor <sup>13</sup> .....	63
Figura 37. Diagrames d'esforços sobre l'eix de transmissió .....	64
Figura 38. Factor Ka de l'eix de transmissió <sup>13</sup> .....	65
Figura 39. Factor de sensibilitat q de l'eix de transmissió <sup>14</sup> .....	66
Figura 40. Factor Kt de concentració de tensions <sup>13</sup> .....	67
Figura 41. Diagrama de Soderberg.....	67
Figura 42. Resultat de la màquina .....	68
Figura 43. Transmissió per corretges.....	68
Figura 44. Bastidor .....	69
Figura 45. Rotor.....	70
Figura 46. Transmissió .....	71

## ÍNDIX DE TAULES

Taula 1. Comparació entre les trituradores .....	13
Taula 2. Estudi del sentit de gir del rotor .....	15
Taula 3. Eixos utilitzats en les preses de força.....	25
Taula 4. Categories de l'enganxall de tres punts.....	27
Taula 5. Dimensions de l'enganxall.....	29
Taula 6. Valoració de riscos.....	30
Taula 7. Factor d'angle de contacte <sup>10</sup> .....	39
Taula 8. Factor de desenvolupament <sup>10</sup> .....	40
Taula 9. Potència transmesa per corretja <sup>10</sup> .....	40
Taula 10. Factor de correcció F1 <sup>11</sup> .....	49
Taula 11. Factor de correcció F2 <sup>11</sup> .....	49
Taula 12. Factor de correcció F3 <sup>11</sup> .....	49
Taula 13. Selecció del diàmetre de l'acoblament <sup>11</sup> .....	50
Taula 14. Diàmetres d'eix i xaveta recomanada.....	51
Taula 15. Dimensions de les xavetes.....	51
Taula 16. Velocitats perifèriques en els retenidors.....	52
Taula 17. Especificacions finals .....	71
Taula 18. Pressupost d'elements comercials .....	72
Taula 19. Pressupost de materials i taller .....	74
Taula 20. Pressupost oficina tècnica.....	74
Taula 21. Preu final del projecte .....	74

# 1. Introducció

## 1.1. Motivacions

L'evolució de l'agricultura, fa que cada cop les extensions a plantar siguin més grans, i que les condicions del terreny hagin de ser adequades per dur a terme les tasques més ràpidament. Les trituradores, són molt utilitzades, tant sigui a nivell particular, per a petites extensions, com a nivell professional.

La presència de pedres de més de 100mm de diàmetre fa que la rapidesa amb la que es poden fer les tasques de cultiu sigui molt menor, reduint el rendiment de les explotacions agrícoles.

En l'antiguitat, les pedres es llevaven del camp amb mitjans manuals, aprofitant-les per fer partions entre les diferents parcel·les, casetes o altres construccions. Posteriorment van sorgir les màquines de despedregar, utilitzades encara avui en dia, que són arrossegades per tractors i que permeten recollir més pedra amb un menor temps. Finalment, es van començar a fabricar les màquines de trituració de pedra.

Aquestes últimes, permeten deixar el terreny net, amb una granulometria de pedra determinada i fins una profunditat fixada, modificant molt poc les propietats de la terra i en no haver de llevar la pedra, no es modifica l'anivellació.

Dit això, les trituradores de pedra, són màquines molt utilitzades en quant a la millora del terreny i la principal motivació del projecte és dissenyar-ne una, amb unes característiques determinades, ajuntant la major part de coneixements adquirits durant el grau. També existeix la motivació de fabricar un prototip, que per motius de temps no es podrà incloure en el projecte. El que si es farà, és tota aquella documentació necessària que permeti la fabricació del mateix.

## 1.2. Objectiu

L'objectiu principal d'aquest projecte és el disseny exitós d'una màquina trituradora de pedres, que sigui accionada mitjançant la presa de força d'un tractor i que aquesta sigui completament funcional. S'haurà d'adaptar a un model concret i a altres de característiques similars, que comptin amb un enganxall i una presa de força de la mateixa categoria.

Com a objectius secundaris, entre d'altres, hi ha:

Treball de totes o quasi totes les matèries estudiades durant el grau d'enginyeria mecànica. Intervindrà el càlcul d'eixos sotmesos a diferents esforços, elements de transmissió de potència, càlcul de rodaments, selecció dels materials més adequats per a cada una de les parts dissenyades, elaboració de plànols de fabricació incloent totes les toleràncies i ajustos necessaris, planificació i elaboració d'un pla de manteniment, etc.

Dur a terme, a partir d'uns requisits bàsics, el disseny complet d'una màquina funcional, utilitzant altres models ja fabricats com a referència i utilitzant la creativitat en dissenyar-ne una de similar, però amb petites diferències que a criteri del dissenyador milloraran el funcionament i el rendiment.

Entrar en contacte amb la normativa que tracta els aspectes a tenir en compte durant el procés de disseny d'una màquina i aplicar-la.

Treballar amb diferents catàlegs tècnics que permetin calcular elements concrets de la màquina i escollir components amb la seguretat de que podran dur a terme la seva tasca correctament.



## 2. Abast

El projecte que es desenvolupa és purament mecànic i no és necessària la intervenció d'altres branques de l'enginyeria per dur-lo a terme. Tot i així, el disseny, fabricació i comercialització d'una màquina, és un procés llarg i complex que sovint dura anys i per aquest motiu, l'abast del present projecte anirà acotat per les pautes que es tracten a continuació.

### 2.1. S'inclou dins el projecte

S'inclourà una descripció de funcionament de l'equip que es vol dissenyar, fent una comparativa amb altres de diferents marques, però de característiques i funcionament similars. S'estudiaran els punts forts i febles de cada una de les màquines comparades, per així poder fer un disseny que els englobi tots o la major part d'ells.

Un cop es tinguin clares les característiques constructives i de funcionament que ha de tenir la màquina, es farà el disseny amb el programa SolidWorks. Es faran els càlculs necessaris per garantir que les peces poden suportar les sol·licitacions mecàniques a les que estaran sotmeses.

Es veurà la part de normativa que afecta al disseny i es comprovarà que finalment el model compleix tots els requisits indispensables per complir dita normativa.

Es farà una valoració de riscos de la màquina i s'indicaran quines han sigut les correccions que s'han dut a terme per minimitzar-los. També s'indicaran els riscos residuals que, un cop fetes les modificacions o adaptacions, no s'han pogut eliminar.

Es seleccionaran els materials que millor s'adaptin a cada una de les parts, tenint en compte característiques com la resistència mecànica, resistència a l'abradió, resistència a la fatiga, admissió de la soldadura, entre d'altres.

S'inclourà un pressupost detallat del cost de fabricació d'un prototip, incloent les despeses de taller i el cost d'enginyeria.

S'annexaran els manuals d'assemblatge i manteniment, que s'hauran elaborat a partir d'experiències prèvies i seguint les recomanacions que indiquen els catàlegs utilitzats per a la selecció de components, incloent les condicions que marca la normativa.

Finalment, s'annexaran també els plànols de conjunt, llistat i plànols de cada una de les peces dissenyades que componen la màquina.

## 2.2. No s'inclou dins el projecte

Com s'ha esmentat, el poc temps disponible per dur a terme el projecte, fa que els requisits a complir hagin de ser acotats de forma precisa abans de començar. A continuació s'indiquen els punts que no es podran dur a terme, però que si serien interessants un cop s'hagi finalitzat aquesta part del projecte. Aquests són:

Fabricació d'un prototip de la màquina. S'inclourà el pressupost però degut a la manca de temps i recursos, es fa impossible la fabricació.

No es descriuran els processos necessaris per fabricar cada una de les parts. Tot i que s'adjuntaran tots els plànols de les peces, la selecció dels mitjans i processos de fabricació queda a criteri del fabricant.

No s'indicaran els tipus de recobriments anticorrosius i/o estètics que s'han d'aplicar a cada una de les peces.

### 3. Antecedents

Una trituradora és una màquina destinada a reduir la mida d'un material utilitzant energia mecànica. N'hi ha destinades a molts usos diferents, com per exemple trituració de restes de poda, herbes, materials de construcció, pedres, carbons, etc. S'utilitzen en obres, mineria i en l'agricultura.

La forma constructiva, els materials amb els que es fabrica i el seu pes, van relacionats sempre amb el material que estan destinades a triturar. Les destinades a triturar herba (generalment anomenades desbrossadores), per exemple, són de construcció molt senzilla, poc pesades i barates. En canvi, les destinades a triturar pedres, han de ser més robustes i pesades, dissenyades amb unes característiques que les permetin suportar els esforços que s'hi generen a dins durant el treball.

Depenent de la seva condició, es classifiquen en mòbils, fixes, d'auto càrrega, carregades mitjançant altres màquines, etc. Les tractades en aquest projecte, són les trituradores de pedres, arrossegades i accionades mitjançant un tractor, que no necessiten ser carregades per altres, ja que elles mateixes recullen les pedres que posteriorment trituren.

Aquestes màquines no disposen d'un motor propi, sinó que disposen d'un sistema de transmissió que s'acobla a la presa de força del tractor mitjançant un arbre de transmissió, format per un eix telescòpic i dues juntes Cardan, que permeten transmetre el gir fins i tot quan els eixos es troben desalineats. A sobre, s'hi situa un grup d'engranatges cònics que canvia l'orientació del gir, permetent transmetre, mitjançant un sistema de cadenes, corretges o engranatges, el gir al rotor.

### 3.1. Tipus de trituradores de pedres agrícoles

Tot i que la finalitat de tots els tipus de trituradores de pedres és la mateixa, disminuir la mida fracturant-les per diferents plans, n'hi ha de diferents tipus, depenent del lloc on es vol treballar, de les condicions i del resultat final que es vol obtenir.

#### 3.1.1. Fresadores

Les fresadores són màquines que compten amb un rotor, generalment de gran diàmetre amb piques soldades a la seva perifèria. Quan el rotor gira i el tractor avança, aquestes piques van fresant la pedra, i movent el material triturat cap al darrere per poder seguir avançant.

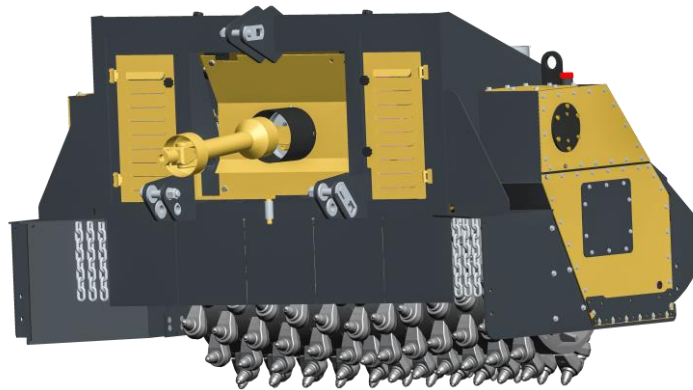
Són màquines aptes per triturar pedra que es troba fixada i soterrada on no hi ha hagut possibilitat de fer un previ desfonament. Es poden utilitzar a llocs on no s'ha preparat amb anterioritat el terreny i on encara hi ha arbusts o altres elements que dificulten el triturat.

Necessiten potències d'accionament molt grans i velocitats d'avanç del tractor molt baixes, fent necessari utilitzar sistemes de transmissió infinitament variable per poder treballar a velocitats de 50m/h depenent de la quantitat de pedra i de la seva duresa. Permeten el fresat a profunditats de fins a 350mm amb potències d'accionament de 300kW.

Els sistemes de transmissió que s'utilitzen en aquest tipus de trituradores són per corretja, per cadena o per engranatges.

- **Per corretja:** Normalment utilitzat en les fresadores que treballen a poca profunditat. L'amplada i el gran diàmetre de les politges, juntament amb les seves proteccions, fa que es dificulti la penetració de la màquina dins el sòl, permetent només profunditats de trituració inferiors al radi del rotor. Amb aquest tipus de transmissió flexible, s'aconsegueixen màquines més duradores i amb menys avaries durant el funcionament, tot i que el rendiment d'aquesta transmissió és més baix que el d'una cadena o d'uns engranatges.
- **Per cadena:** Les transmissions per cadena, tenen la capacitat de transmetre parells més grans que les politges amb pinyons de mides més reduïdes. Això fa que la profunditat a la que poden treballar aquestes, sigui lleugerament major a les anteriors. El cost de manteniment és més baix que el de les corretges, però les avaries són més cares de reparar.
- **Per engranatges:** És el sistema de transmissió més fiable utilitzat en les fresadores. En ser el que ocupa menys espai, és també el que permet treballar a profunditats superiors. El cost de manteniment és molt baix, pràcticament nul, però el de fabricació és el més alt de tots tres.

Finalment, també és necessari esmentar que el cost d'utilització d'aquestes màquines és molt alt respecte a altres tipus descrits a continuació. Les piques que fresen la pedra, consten de puntes de carbur de tungstè, que allarguen la vida i milloren la resistència al desgast abrasiu. Aquestes puntes tenen una gran duresa i alhora són molt fràgils i, en anar soldades sobre una base d'acer, tendeixen a trencar-se per la soldadura, desequilibrant el rotor i fent necessari el canvi immediat del conjunt de la punta.



*Figura 1. Fresadora de pedra AgriWorld<sup>1</sup>*

### 3.1.2. Trituradores de martells fixos

La utilització d'aquest tipus de trituradores és similar al de les anteriors, amb la principal diferència que el rotor té un diàmetre molt menor. Els martells en aquest cas, són tacs d'acer que es subjecten al rotor amb un o dos cargols i mitjançant encaixos queden units rígidament girant solidaris a ell. La velocitat de rotació d'aquest és molt més alta que la de les fresadores, per aconseguir una velocitat perifèrica dels martells similar o fins i tot superior.

S'anomenen trituradores, perquè no fan la funció de fresar pedra fixa, sinó que s'utilitzen per triturar-les un cop han sigut remogudes mitjançant altres treballs i es troben entre la terra.

Poden treballar a profunditats de fins a 250mm si el terreny ha sigut desfonat anteriorment i la quantitat de pedra ho permet. La velocitat d'avanç del tractor pot ser molt superior a la de les fresadores, evitant la necessitat de transmissions infinitament variables.

La diferència principal que hi haurà entre un avanç més ràpid o més lent és la mida de la pedra final un cop ha sigut triturada. Amb un avanç ràpid, la pedra pot ser fragmentada menys cops que amb un avanç lent, ja que passa menys temps dins la màquina.

Aquesta mida, també pot ser variada mitjançant una enclusa mòbil, que obre o tanca la sortida depenent de les necessitats. L'enclusa es pot regular manual o hidràulicament, depenent de la marca i model de màquina.

Normalment, degut a que no treballen a grans profunditats i la construcció ho permet, utilitzen una transmissió per corretges, que els ofereix flexibilitat i una llarga duració amb un baix manteniment.



*Figura 2. Trituradora de martells fixos Bugnot <sup>2</sup>*

### **3.1.3. Trituradores de martells mòbils**

Aquest tipus de trituradora, disposa d'una subjecció dels martells sobre el rotor que els permet moviment, fent que les vibracions durant el funcionament i les càrregues que ha de suportar el rotor siguin molt menors. Tots els models comercials de trituradores de martells mòbils utilitzen una transmissió per corretja, que com s'ha indicat anteriorment absorbeix les vibracions angulars i augmenta la vida dels components.

S'utilitzen per trituracions superficials, en terrenys on ja s'han remogut les pedres i fins una profunditat de 200-250mm, depenent del tipus de tractor i de màquina.

És el tipus més utilitzat en l'agricultura perquè la disposició dels martells mòbils, fa que puguin ser portades per tractors amb potències molt inferiors que les anteriors i a velocitats d'avanç molt més altes, cosa que lleva la necessitat d'una caixa de canvis infinitament variable. També és motiu de ser la més utilitzada, que els costos de fabricació, de venda i manteniment, són molt més baixos.



*Figura 3. Rotor d'una trituradora de martells mòbils Osmaq<sup>3</sup>*

Un cop vistes les trituradores, fent referència a com treballen i de com s'han fabricat, es decideix fer el disseny d'una de martells mòbils degut principalment als següents factors:

- **Facilitat de fabricació.** Tot i que té una gran quantitat de peces que han d'encaixar entre elles per formar el conjunt, la possibilitat de fabricar-les per separat i la facilitat per fer-ho és alta.
- **Desgast i manteniment.** El desgast, en aquest cas és menor, ja que els martells no es troben en un continu fregament contra la pedra i la terra, disminuint el desgast abrasiu. Això permet fer els martells i altres peces amb materials més econòmics i aconseguir, encara així, un temps de duració més elevat.



### 3.2. Trituradores de martells mòbils comercials

Aquesta tècnica de trituració ja s'utilitza fa anys i en conseqüència, molts fabricants de maquinaria agrícola ja tenen models comercials en venda provats i desenvolupats. En aquest apartat, s'estudiaran alguns models de les marques Kirpy, Rinaldi i Agarin, que tenen unes característiques similars a la que es vol dissenyar, per així veure els punts forts i febles de cada una i prendre decisions de cara al posterior disseny.

#### 3.2.1. Kirpy, model BPR 250

Les trituradores d'aquesta marca destaquen per ser de fabricació robusta, fiable i de funcionament molt senzill.

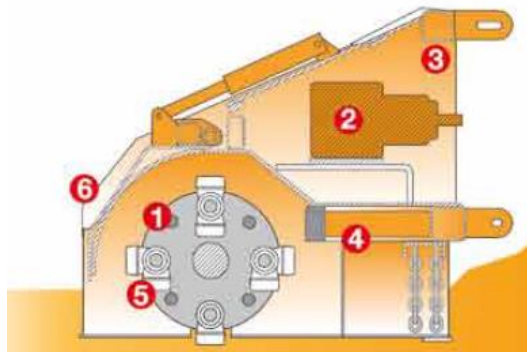


Figura 4. Trituradora de martells mòbils Kirpy seccionada <sup>4</sup>

Disposen d'un rotor (1) amb 32 martells (5), que gira en sentit contrari a l'avanç del tractor portador. Això fa que es vagin recollint pedres cap a la part davantera de la màquina i es creï una barrera. Aquesta barrera, generada amb les pròpies pedres a triturar, no deixa que les que són colpejades surtin cap a fora facilitant la seva trituració. Aquest fet planteja un problema; aquest tipus d'accionament sempre deixarà una filera de pedres a final del carril triturat, ja que la totalitat d'aquestes no pot ser triturada.

Normalment, aquestes màquines s'utilitzen per a trituració superficial. Encara que sigui possible una trituració a una profunditat d'uns 200mm, necessita un tractor amb velocitat d'avanç súper-lenta i no s'hi solen utilitzar.

A la part davantera del bastidor, compta amb una enclusa (4) per augmentar la rigidesa de l'impacte. Això millora la capacitat de trituració i permet, mitjançant el seu moviment, la regulació de la mida final de la pedra.

Degut al sentit de gir, tot el material triturat i la terra amb la que es troba mesclat, ha de passar per sobre del rotor per poder sortir de dins, fent que molta energia es perdi de forma innecessària i que hi hagi un desgast superior a les parts en contacte amb el material triturat degut a l'abrasió.



### 3.2.2. Rinaldi T150/3000

Les trituradores de la marca Rinaldi, són conegudes per la velocitat a la que poden avançar i efectuar el treball. Disposen d'un reixat a la part posterior que recull les pedres i no les deixa sortir de dins fins que aquestes poden passar a través d'ell. En aquest cas, el sentit de rotació del rotor és igual que el d'avanç del tractor. Aquestes dues característiques permeten a la màquina:

- **Una major velocitat d'avanç.** El sentit de gir del rotor ajuda a expulsar el material cap a la part posterior, passant menys temps dins la cambra de trituració i ajudant al conjunt a avançar.
- **No necessita una barrera de pedres.** En disposar del reixat, no és necessari crear una barrera de pedres. Això fa que el carril triturat quedi completament net des del principi fins al final, deixant un millor acabat del treball.

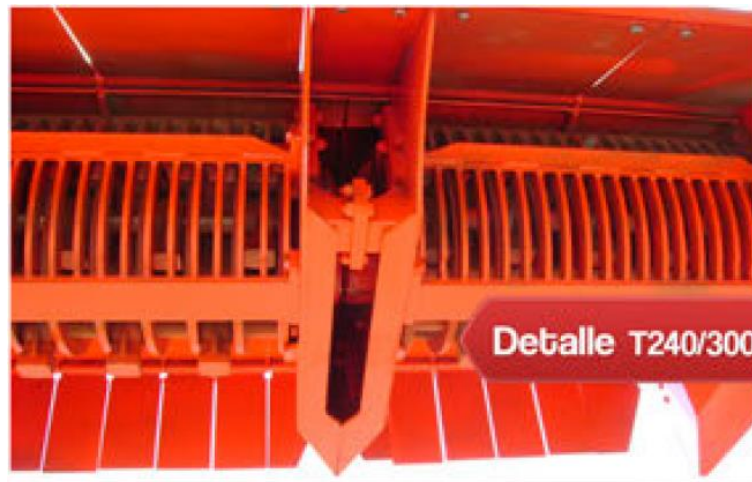


Figura 5. Trituradora de martells mòbils Rinaldi <sup>5</sup>

Per alleugerir pes disposen de dos rotors. En tenir-ne dos, la longitud de cada un es redueix a la meitat, fent que els esforços de flexió que suporten siguin molt menors. Això fa que el perfil del rotor necessiti menys inèrcia a la secció resistent i puguin tenir un diàmetre menor.

En aquest cas, la màquina ha de disposar de dos rodaments addicionals situats en el centre per suportar els dos rotors. Per allotjar aquests rodaments és necessari prolongar l'estructura portadora fins a aquests, fent que a la part central del carril triturat hi quedi un solc profund.

La mida del producte final ve donada per la distància que hi ha entre les barres del reixat. Quan les pedres passen entre dues d'aquestes barres, ja poden sortir cap a la part posterior i deixar de ser triturades.

### 3.2.3. Agarín, model 230-DT2R

El seu disseny és similar al de Kirpy, però de mides lleugerament inferiors i més senzilla. Disposa d'un rotor, en aquest cas amb 28 martells, que gira en sentit contrari a l'avanç del tractor. També necessita generar-se una barrera de pedres per dur a terme el treball correctament, per això té el mateix problema de Kirpy, que al finalitzar cada carril triturat deixa una filera de pedres.



*Figura 6. Trituradora de martells mòbils Agarín <sup>6</sup>*

Porta una o dues rodes, depenent de l'amplada, a la part posterior per regular la profunditat de treball de forma més precisa i així pot treballar més ràpidament, fent necessària una menor atenció del conductor, en no haver de regular la profunditat contínuament.

L'inconvenient que presenten aquestes rodes, és un notable increment en la longitud total de la màquina, que fa que disminueixi la maniobrabilitat quan s'han de fer girs en llocs on l'espai és reduït.

No disposa de sistema de regulació de la mida final, així que aquesta vindrà donada per la velocitat d'avanç, de rotació del rotor i la proximitat dels martells a l'enclusa on impacten les pedres, fixada en el moment de fabricació del bastidor.

### 3.2.4. Comparativa dels models anteriors

A partir de les dades facilitades en els catàlegs del fabricant i d'observacions que es poden fer sobre les màquines anteriorment explicades, s'elabora la següent taula per veure quines característiques poden ser interessants de cara al disseny i poder-les comparar fàcilment.

*Taula 1. Comparació entre les trituradores*

<b>Model</b>	<b>BPR 250</b>	<b>T150/3000</b>	<b>230-DT2R</b>
<b>Amplada de treball (mm)</b>	2500	3000	2300
<b>Potència d'accionament (CV)</b>	130-150	150-180	140-200
<b>Profunditat de treball (mm)</b>	120-200	150-250	100-150
<b>Regulació de la mida final</b>	SI	NO	NO
<b>Pes (kg)</b>	3040	3300	2300
<b>Nombre de martells</b>	32	32	28
<b>Nombre de rotors</b>	1	2	1
<b>Sentit de rotació</b>	Invers	Directe	Invers
<b>Transmissió</b>	Doble	Doble*	Doble

\*En aquest cas és imprescindible una transmissió doble, ja que sinó no es podria transmetre el gir als dos rotors.

## 4. Alternatives de disseny

Havent vist diferents tipus de trituradores que existeixen en el mercat i decidit que la que es dissenyarà és de martells mòbils, encara queden diferents decisions a prendre abans de començar amb el procés.

En aquest apartat es descriuran les alternatives a diferents aspectes de disseny, considerats els més rellevants i s'escollirà una de les solucions proposades. Durant la fase de disseny en sorgeixen d'altres però que no precisen ser estudiades a fons per prendre una decisió, ja que són purament estètiques, amb poca importància dins el conjunt o que la seva selecció ve determinada a partir dels càlculs.

### 4.1. Sentit de gir del rotor

El sentit de gir del rotor és una característica a tenir molt en compte, ja que marcarà considerablement el disseny del bastidor de la màquina i característiques finals com la velocitat d'avanç o l'energia aprofitada per al treball de trituració.

- **Sentit invers:** Quan el rotor gira en sentit contrari al moviment d'avanç es tracta de gir en sentit invers. Funcionant d'aquesta forma, per començar a triturar, la màquina haurà de crear-se una barrera de pedres a la part davantera, contra la que impactaran les que siguin triturades. El tractor haurà d'arrossegar tot aquest material, fent necessària una força de tracció molt més elevada per poder avançar.

Un cop comenci el treball de trituració, tot el que s'hagi triturat haurà de passar per sobre el rotor per poder sortir de dins la cambra de trituració, provocant un elevat desgast abrasiu de les peces en contacte amb aquest (Martells, rotor i parets de la cambra).

- **Sentit directe:** Quan el rotor gira en el mateix sentit que l'avanç es tracta de sentit directe. Aquesta forma de funcionament necessita un reixat a la part posterior de la màquina que determini el grau final del material triturat.

En no haver-hi reixat, les pedres contra les que impactessin els martells, sortien de la màquina sense ser triturades o només parcialment, fent que el resultat del treball fos irregular i no com es desitja. La incorporació d'aquest element sobre l'estructura, fa que la màquina sigui més pesada i més difícil d'arrossegar, però també presenta avantatges.

El sentit de gir afavoreix a l'avanç, contrarestant l'efecte del pes. El desgast de les peces és molt menor, ja que el material surt de dins la cambra de trituració tan aviat com és triturat, utilitzant menys energia i donant a la màquina més capacitat de trituració.

Es fa un estudi pel mètode dels factors ponderats per conèixer quin dels dos sistemes descrits és més convenient. El factor que té un major pes és el de l'aprofitament de l'energia, ja que es considera molt important aconseguir que la màquina tingui una bona eficiència. Els altres factors no són de tanta importància, però és convenient tenir-los en compte de cara a aconseguir un bon producte final.

Taula 2. Estudi del sentit de gir del rotor

<b>Factors</b>	<b>Pes relatiu (%)</b>	<b>DIRECTE</b>	<b>INVERS</b>
<b>Aprofitament de l'energia</b>	25	9	5
<b>Desgast dels martells i altres components</b>	20	7	4
<b>Ajuda a l'expulsió del material triturat</b>	20	8	2
<b>Ajuda al tractor a avançar</b>	10	8	0
<b>Dificultat de disseny</b>	10	5	5
<b>Pes final de la màquina</b>	10	5	8
<b>Resultat del treball de trituració</b>	5	9	6
<b>Puntuació total</b>		<b>7,50</b>	<b>4,05</b>

En aquest cas d'estudi el sistema que més s'adapta als requisits imposats és el gir en sentit directe, aconseguint una puntuació bastant major en relació al sentit invers.

## 4.2. Sistema de transmissió

A l'apartat on es comparen els tipus de trituradores agrícoles s'han explicat els tipus de transmissió que es poden trobar sobre aquestes màquines, podent ser de corretges, cadenes o d'engranatges. En les trituradores de martells mòbils, tots els fabricants utilitzen corretges degut a la flexibilitat i preu d'aquest sistema i que tot i que ocupi més lloc que els altres, en aquesta màquina en concret no afecta, ja que pràcticament no hi ha restriccions d'espai. En aquest cas també ho serà.

Quan es calcula una transmissió d'aquest tipus, el resultat que s'obté és un perfil i el nombre de corretges necessari per transmetre la potència desitjada en les condicions i hipòtesis de càlcul imposades.

Aquestes corretges, poden transmetre el moviment entre dos eixos amb un o dos parells de politges, diferenciant-se en transmissió simple o doble.

- **Simple:** La transmissió simple transmet la potència entre dos eixos a través de només dues politges, fent que si un eix és llarg i només se li pot transmetre el parell per un dels costats, la torsió en el punt d'unió sigui molt elevada. Per aquest motiu, només s'utilitza en trituradores on l'amplada de treball és molt petita i, per tant, la longitud de l'eix a accionar també.

- **Doble:** Quan la longitud de l'eix i potència d'accionament són grans, és recomanable repartir l'entrada de parell entre els dos costats aconseguint menors deformacions quan l'eix està sotmès a esforços. Això suposa una major quantitat d'elements, però també una transmissió simètrica en els dos costats de la màquina que fan que les forces es reparteixin millor en el bastidor i components de la transmissió.

La longitud total de l'eix del rotor serà d'aproximadament 2400mm, per tant es considerarà llarg. La potència d'accionament també serà elevada i per això la màquina haurà de constar de doble transmissió. Quan es calculin el nombre de corretges necessari es dividiran aquestes entre els dos costats, arrodonint el resultat al nombre parell de corretges immediatament superior per tenir el mateix nombre a cada costat.

### 4.3. Control de la profunditat

Treballar a una profunditat determinada contínuament fa que la velocitat d'avanç pugui ser constant. Equipar la màquina amb un sistema que pugui determinar-la i variar el mínim possible, garantirà comoditat del treballador i que la seva atenció sobre la màquina ha de ser inferior, permetent-li estar més atent a altres variables durant la conducció.

Es considera necessari adaptar un dels dos sistemes proposats a continuació per efectuar aquest control.

- **Rodes de control de profunditat:** Consisteix en instal·lar una o dues rodes que girin lliures a la part posterior de la trituradora amb uns braços inclinables i un sistema d'ajust que permetin regular la profunditat a la que treballa la màquina. El sistema d'elevació del tractor no hauria de portar la màquina suspesa, ja que durant el treball aquesta aniria recolzada sobre les rodes.

Això faria que el conjunt fos considerablement més llarg i que els girs en espais reduïts es dificultessin. També afegiria molt pes a la màquina, ja que s'hauria d'adaptar l'estructura als braços de suport i al sistema de regulació.

El manteniment d'aquest sistema seria el greixatge dels rodaments que permeten el gir de les rodes i el canvi dels pneumàtics cada cert temps.

- **Patins laterals i profunditat determinada pel reixat posterior:** Afegir un patí a cada costat de la màquina seria una cosa senzilla. Els sistemes de transmissió que es troben en moviment necessiten estar protegits contra l'entrada d'objectes externs i com a protecció a les persones. Aquests dos patins servien com a protecció inferior, servint també de base a l'estructura de suport de les proteccions superiors.

El reixat posterior sobresortiria d'aquests patins cap a la part inferior, donant a la màquina la profunditat de treball desitjada, fent que la mesura d'aquest sortint fos la profunditat de treball fixada.

Els patins anirien lliscant per sobre del sòl i depenent de les condicions, fins i tot podrien arribar a clavar-se lleugerament, fent que la profunditat de treball fos superior. En el cas de que es clavi més del desitjat, es podria regular la inclinació de la trituradora fent ús del tercer punt de l'enganxall, evitant aquest efecte.

En aquest cas, la part inferior de la màquina estaria sotmesa al desgast abrasiu contínuament durant el treball, així que seria necessari que el material del que estan fets els patins sigui suficientment dur per poder resistir-lo.

Havent explicat els dos sistemes anteriors, es creu que és més efectiu i pràctic el de patins laterals. El manteniment que necessiten és molt baix, les mides exteriors de la màquina seran molt menors i com es pot comprovar veient els models d'altres fabricants, és un dels sistemes més utilitzats.

## 5. Especificacions bàsiques

La màquina a dissenyar anirà adaptada sobre un tractor determinat, en concret un John Deere 7530, que disposa d'una potència d'accionament a la presa de força d'aproximadament 150 kW (200CV) a la velocitat de rotació de  $1000\text{min}^{-1}$ .

Tot i que la màquina es dissenyi per aquest model, es desitja que s'adapti a altres de característiques similars, per tant s'adaptarà a normatives d'estandardització com la ISO 500(Estandardització de la presa de força dels tractors agrícoles) i ISO 730(Estandardització de les dimensions de l'enganxall dels tractors agrícoles).

La màquina haurà d'anar suspesa a la part posterior del tractor. Tot i així, haurà de complir el requisit de tenir una amplada màxima de 2550mm per evitar haver de demanar permisos especials de transport per moure-la d'un lloc a altre per carretera. Aquesta mida es fixarà en 2500mm, complint així l'especificació indicada.

Es diferencia l'amplada de transport amb la de treball, essent la segona, l'amplada màxima del carril triturat un cop hagi passat la màquina. Per aprofitar al màxim les dimensions de tot el conjunt, s'ajustarà tant com sigui possible l'amplada de treball a la de transport.

El treball de trituració serà superficial i sempre sobre sòls desfonats anteriorment amb l'ajuda de subsoladors o altres tècniques mecàniques. Es vol que la màquina trituri fins una profunditat determinada i per aconseguir-ho, es proposa instal·lar una graella a la part posterior, fixada a una profunditat perquè reculli les pedres soterrades i les pugi cap a la superfície, permetent així la seva trituració.

Les peces on s'espera un desgast durant la utilització, que s'hagi de corregir, bé sigui amb soldadures de recàrrega com intercanviant les peces, seran de fàcil muntatge i desmuntatge. El seu manteniment es descriurà en el manual annex al projecte.

El radi de gir dels martells respecte al centre del rotor, serà d'entre 250 i 350mm i la freqüència de rotació de  $1200\text{min}^{-1}$ . Es fabricaran amb un material que pugui resistir els impactes i el desgast abrasiu i el seu pes serà d'entre 6 i 7 kg. Les anteriors característiques constructives de la màquina, faran que l'energia amb la que impactin els martells contra les pedres, sigui més que suficient per trencar-les.



## 6. Disseny

En aquest apartat es tracta tot el procés relacionat amb el disseny de la màquina. Des de la normativa a complir perquè pugui ser fabricada, certificada i comercialitzada fins als detalls constructius de les parts que la componen.

### 6.1. Criteris de càlcul, disseny i selecció de components

Els components es dimensionaran a partir de les condicions de funcionament més desfavorables a les que puguin estar sotmesos considerant la potència d'accionament i dimensions de la màquina i tenint en compte les següents pautes:

- S'ajustaran tant com sigui possible a l'espai disponible dins la màquina, intentant sempre que les seves dimensions siguin les mínimes.
- Quan es necessiti rigidesa en un punt determinat, s'aconseguirà alterant el menys possible les dimensions exteriors de la màquina.
- S'intentarà ajustar al mateix nombre d'hores la vida teòrica de tots els components on aquesta pugui ser calculada, per exemple en el grup de transmissió i tots els rodaments.
- Es dimensionaran les peces o es seleccionarà el seu material seguint els criteris que marca el propi fabricant, quan això sigui possible.
- El disseny de les peces es farà de forma que el seu preu de fabricació sigui el més baix possible i que s'hagi de perdre el mínim material, ajustant-se a mides de tubs i planxes, per així fer que les operacions de mecanitzat siguin les mínimes.

### 6.2. Materials utilitzats

La trituradora serà destinada a treballs agrícoles generals, de forma que no presenta limitacions de cara a la compatibilitat dels materials amb els productes amb els que ha d'estar en contacte. És necessari, però, seleccionar materials adequats per a cada una de les peces, depenent de les sol·licitacions a les que estiguin sotmeses, del tipus d'esforços que hagin de suportar, del desgast que s'hi esperi, etc.

### 6.2.1. Acers estructurals no aliats

Són acers laminats en calent, generalment servits en forma de planxa o perfils, que s'utilitzen en la fabricació d'estructures i parts de màquines soldades, cargolades i reblonades que funcionin a temperatura ambient o moderadament baixa i sense tractament tèrmic posterior (Excepte en alguns casos que després d'operacions de soldadura o deformació en fred es fa necessari un recuit per eliminar tensions).

Aquests acers tenen un baix contingut en carboni equivalent, característica que els fa especialment aptes per ser soldats per tots els procediments i per això seran interessants de cara a la fabricació del bastidor de la màquina, podent aconseguir unions soldades poc fràgils i evitar el normalitzat posterior de l'estructura completa degut al poc espessor que tenen les peces.

En la màquina s'utilitzarà l'S275 per a peces de planxa que no precisin gran resistència, com per exemple les proteccions i els seus suports. També s'utilitzarà l'S355 per les peces del bastidor que estiguin més sol·licitades.

### 6.2.2. Acers de construcció

S'utilitzen en la fabricació de peces generalment mecanitzades, conformades o a partir d'altres operacions mecàniques. Les seves aplicacions principals són eixos, passadors, engranatges i peces generals de màquines. Dins aquesta classificació, s'hi troben altres subfamílies, depenent de l'ús final o de les condicions de càrrega a les que han d'estar sotmeses les peces.

- **F1110:** És un acer que tot i pertànyer a la subfamília d'acers al carboni, en presenta un baix contingut. El seu límit elàstic es troba entre 250 i 400 MPa i degut a la seva baixa duresa és fàcil de mecanitzar. Les seves aplicacions principals són per a peces que han de ser soldades, i que necessitin alta ductilitat i tenacitat.

S'utilitzarà en la trituradora per a la fabricació de peces poc sol·licitades i que hagin de ser mecanitzades, com anells separadors i tapes porta retenidors.

- **F1252:** Aquest és un acer que pertany a la subfamília d'acers de bonificació. Degut al seu contingut en aliants i carboni, té una bona trempabilitat i es apte per al tremp superficial o peces que necessitin ser trempades fins al nucli. Generalment s'utilitzen per a eixos, passadors o altres aplicacions on sigui necessària una alta resistència a la fatiga.

Aquest s'utilitzarà en estat bonificat (Trempat i revingut a alta temperatura) en els eixos de transmissió, on hi haurà càrregues fluctuants i, per tant, fatiga.

- **URSSA 450 i URSSA 500:** Són acers de construcció resistent al desgast coneguts com “*Hadfield*”. La seva composició presenta un alt contingut en C i Mn, que combinen l'alta resistència (Dureses de fins a 500HB) amb una elevada ductilitat i tenacitat. Són soldables tenint en compte algunes consideracions, com preescalfament a partir d'uns gruixos determinats i refredament controlat per evitar fissures i soldadures fràgils.

Els de les sèries 400 i 450 s'utilitzen en la construcció de peces de maquinària de mineria i obra pública com caixes de camions i parts d'excavadores on s'espera un elevat desgast abrasiu i els de la sèrie 500 en aplicacions d'impacte com molins i martells, ja que gràcies a la seva composició, els impactes fan que augmenti la duresa de la capa superficial.

S'utilitzarà l'acer URSSA 450 per aquelles peces que estiguin en continu fregament contra el sòl i que hagin de ser soldades perquè presenta una millor soldabilitat i l'URSSA 500 pels martells, que seran d'una sola peça.

### 6.3. Normativa d'obligat compliment

La normativa de seguretat principal a la que s'ha d'adaptar la màquina és la Directiva Europea 2006/42 CE, que explica els requisits essencials que ha de tenir tota màquina a la que li sigui d'aplicació. També existeixen normes harmonitzades que descriuen criteris de seguretat a aplicar a models més concrets de màquines. En aquest cas serien d'aplicació les UNE-EN 4254-1: 2010 i UNE-EN 4254-5: 2010.

- **Directiva Europea 2006/42 CE, Relativa a les màquines.**

Els punts que es tracten en aquesta norma i interessen pel present projecte són:

- Protecció contra perills mecànics:
  - La màquina ha de ser estable durant la seva utilització.
  - Les parts han de resistir les sol·licitacions mecàniques que s'esperin durant el seu ús.
  - Els materials s'han d'adaptar al seu ús dins el conjunt.
  - S'ha d'elaborar un manual d'instruccions d'utilització i manteniment on es contemplin el tipus d'intervencions, freqüència, peces de desgast i criteris de substitució.
  - Precaucions que s'han adoptat contra les projeccions.
  - Precaucions que s'han adoptat durant la fase de disseny. Peces sense arestes vives, per exemple.
  - Resguards de protecció. Fabricació robusta i que es mantinguin en la seva posició.

- Obligacions de cara a la comercialització i posada en funcionament:
  - Assegurar-se de que la màquina compleix els requisits de seguretat i salut.
  - Assegurar-se de que l'expedient tècnic es troba disponible.
  - Facilitar informació necessària com les instruccions d'utilització.
  - Dur a terme els procediments oportuns per avaluar la conformitat.
  - Redacció de la declaració CE de conformitat i assegurar-se de que aquesta s'adjunta a la màquina.
  - Col·locar el marcat CE sobre la màquina seguint el procediment que s'explica a la directiva.
  
- Contingut del manual d'instruccions:
  - Raó social i direcció completa del fabricant i representant autoritzat.
  - Designació de la màquina, tal i com s'indica sobre la màquina amb excepció del número de sèrie.
  - Declaració CE de conformitat o un document que exposi el contingut de la declaració.
  - Una descripció de l'ús previst de la màquina.
  - Advertències relatives a utilitzacions de la màquina que no siguin permeses i que per experiència s'hi poden donar.
  - Les instruccions d'assemblatge, instal·lació i connexió, inclosos els plànols, diagrames i mitjans de fixació i la designació del xassís.
  - Instruccions relatives a la posada en funcionament i la utilització de la màquina.
  - Informació sobre els riscos residuals que existeixen després d'haver adoptat les mesures de disseny.
  - Les característiques bàsiques de les eines que es poden acoblar a la màquina.
  - Instruccions perquè les operacions de transport, manteniment i emmagatzematge es puguin fer de forma segura.
  - Si és probable que es produeixi un bloqueig de la màquina, el mode operatiu que s'ha de seguir per aconseguir el desbloqueig de l'equip amb total seguretat.
  - Les operacions de reglatge i manteniment que s'han de dur a terme i el manteniment preventiu que s'ha de complir.
  - Instruccions dissenyades per permetre que el reglatge i el manteniment es puguin realitzar amb tota seguretat, incloses les mesures preventives que s'han de prendre durant aquestes operacions.
  - Les característiques de les peces de recanvi que s'han d'utilitzar, quan aquestes afectin a la salut i seguretat dels operadors.

- Contingut de la declaració CE de conformitat:
  - Raó social i direcció completa del fabricant o del seu representant autoritzat.
  - Nom i direcció de la persona facultada per elaborar l'expedient tècnic, que haurà d'estar establida en la comunitat.
  - Descripció i identificació de la màquina incloent denominació genèrica, funció, model, tipus, número de sèrie i denominació comercial.
  - Un paràgraf que indiqui expressament que la màquina compleix totes les disposicions aplicables de la directiva, si és necessari indicar que la màquina compleix amb altres directives comunitàries o disposicions pertinents. Aquestes referències hauran de ser les del text publicat en el Diari Oficial de la Unió Europea.
  - En el seu cas, direcció i número d'identificació de l'organisme notificat que ha dut a terme l'examen CE de tipus i el número de certificat de l'examen CE.
  - En el seu cas, direcció i número d'identificació de l'organisme notificat que ha aprovat el sistema d'assegurament de qualitat total.
  - En el seu cas, la referència a les normes harmonitzades que s'hagin utilitzat.
  - En el seu cas, la referència a altres normes i especificacions tècniques que s'hagin utilitzat.
  - Lloc i data de la declaració.
  - Identificació i firma de la persona apoderada per redactar la declaració en nom del fabricant o del seu representant autoritzat.

Les següents, són dues normes harmonitzades que complementen la directiva tractada. En aquest apartat, només s'inclouran els punts que afecten al disseny d'aquesta màquina i que acoten de forma més precisa els requisits de seguretat tractats anteriorment.

- **Norma UNE-EN 4254-1: 2016, Maquinaria agrícola. Seguridad. Parte 1: Requisitos generales.**
- Reparació, manteniment i manipulació de parts de la màquina:
  - Els components que requereixin un manteniment freqüent han de ser accessibles.
  - Els resguards i portes amb frontissa s'han d'instal·lar amb un dispositiu que els mantingui en la seva posició oberta si existeix perill d'un tancament incontrolat.
  - Les parts que s'hagin de manipular per part de l'operador:  
Si la seva massa és major de 40Kg s'han de dissenyar de tal forma que es possibiliti la utilització d'equips d'elevació.  
Si la seva massa és inferior de 40Kg, han de tenir empunyadures o parts localitzades que permetin una subjecció segura.

➤ De caràcter general:

- Si la màquina necessita un eix de transmissió Cardan de la presa de força amb resguard, el dispositiu de protecció necessita un punt adequat de retenció a la màquina. Aquest punt s'indicarà sobre el manual.
- Els resguards han de suportar una càrrega vertical de 1200N sobre una superfície de 100x100mm sense entrar en contacte amb cap de les parts que es troben en moviment i tornant a la seva posició inicial sense deformacions permanents ni fissures.

➤ En el manual d'instruccions:

- Incloure la informació adequada relativa al sistema de subjecció, incloent manteniment i comprovacions.
- Els punts de subjecció s'han d'incloure en el manual i a més incloure la força estàtica vertical màxima exercida sobre el vehicle portador.
- Compatibilitat amb els tractors. Per exemple, sistema de subjecció, càrrega vertical, potència del motor, estabilitat, etc.
- Indicar que el pes de la màquina suspesa pot influir en la maniobrabilitat i estabilitat del tractor.
- Mètode d'engegada i aturada del motor.
- Precaucions a prendre amb els elements mòbils implicats en el treball de la màquina.
- Ús de dispositius per mantenir certes parts de la màquina en la posició elevada mentre es duen a terme les operacions de manteniment i revisió.
- Informació de com remolcar i/o elevar la màquina.
- Instruccions relatives al canvi dels fluids necessaris per al funcionament de la màquina.

- **Norma UNE-EN 4254-5: 2010, Maquinaria agrícola. Seguridad. Parte 5:**  
*Equipos para el trabajo del suelo con elementos accionados.*

➤ Proteccions:

- La part superior de la màquina s'ha de protegir mitjançant resguards sòlids que impossibilitin l'accés a l'eina de treball.
- El resguard posterior pot ser desmuntable o es pot separar en diferents parts per facilitar la instal·lació d'accessoris.

➤ En el manual d'instruccions:

- Els perills resultants de la projecció de materials cap a la part posterior.
- Les instruccions de regulació i manteniment dels dispositius de protecció.
- Informació relativa a la profunditat de treball.

## 6.2. Normativa de no obligat compliment, estandardització

Les dues normes tractades en aquest apartat no són d'obligatori compliment, ja que ambdues especifiquen que la seva utilització en la indústria és voluntària. Per part dels fabricant de maquinària agrícola, però, és interessant respectar-les perquè així la màquina que es fabrica es pugui adaptar a diferents models de tractor.

- **Norma ISO 500:2004**, *Toma de fuerza montada en la parte trasera tipos 1,2,3 y 4. Parte 1: Especificaciones generales.*

La norma internacional ISO 500, que consta de 3 parts, té per objecte l'estandardització de la presa de força dels tractors agrícoles. La presa de força és un eix extern, situat a la part posterior del tractor i que permet accionar diferents eines de cultiu mitjançant el moviment de gir.

A la primera part de la norma, entre d'altres coses classifica la presa de força en 4 categories, depenent de la potència que puguin transmetre, i també indica el tipus d'eix que utilitzarà cada una d'aquestes categories.

*Taula 3. Eixos utilitzats en les preses de força*

<b>Categoria</b>	<b>Diàmetre nominal (mm)</b>	<b>Nombre i tipus d'estries</b>	<b>Freqüència de rotació nominal (min<sup>-1</sup>)</b>	<b>Potència recomanada a la freqüència nominal (kW)</b>
<b>1</b>	35	6 estries rectes	540 1000	<65 <110
<b>2</b>	35	21 estries evolvents	1000	<130
<b>3</b>	45	20 estries evolvents	1000	<300
<b>4</b>	57,5	22 estries evolvents	1300	<450

Com s'ha indicat, la potència disponible en el tractor en qüestió, és de 150kW. Això significa que la presa de força pertany a la categoria 3.

És molt freqüent en els tractors moderns, que aquest eix de sortida es pugui canviar.



*Figura 7. Eixos de 6 i 20 estries intercanviables <sup>7</sup>*

Molt sovint les eines utilitzades necessiten menys potència que la que el tractor pot subministrar, de forma que amb un eix de categoria inferior és suficient. En aquest cas, serà necessari utilitzar l'eix que pertoca a la categoria 3, de diàmetre 45mm i 20 estries evolvents.

A la tercera part es tracten les dimensions dels eixos i qualitats. Aquesta dada no és d'utilitat, ja que no és objecte del projecte el seu disseny. Com a dada interessant d'aquest apartat es pot trobar l'alçada a la que es troba aquest eix respecte al sòl.

La transmissió entre l'eix del tractor i la màquina es farà a través d'un arbre format per dues juntes Cardan i un eix telescòpic, que permetran transmetre el moviment encara quan els eixos no són concèntrics o existeixin grans desalineacions entre ells.



*Figura 8. Arbres de transmissió amb juntes Cardan <sup>8</sup>*

Aquest sistema permet transmetre grans parells, però presenta una particularitat. Encara que la velocitat angular dels eixos d'entrada i sortida siguin iguals i constants, la velocitat de l'eix intermedi no ho és i canvia bruscament amb el gir, generant acceleracions angulars sobre aquest que fan que s'hi creïn esforços de torsió considerables.

Com a norma general, una junta Cardan no pot treballar formant un angle entre els dos eixos de més de  $40^\circ$  i com menor sigui aquest angle, menors seran les tensions fluctuants que haurà de suportar l'eix intermedi. Per tant s'haurà d'ajustar l'alçada de l'eix de la màquina en les condicions de funcionament a la de l'eix del tractor.



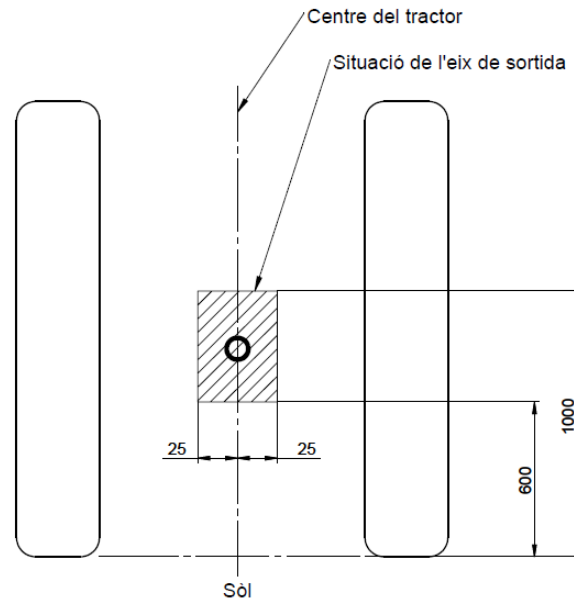


Figura 9. Situació de la presa de força en els tractors

L'alçada de l'eix d'entrada s'ajustarà a aproximadament 800mm des del sòl, per tant, es situarà a aquesta distància en sentit vertical des de la part inferior dels patins laterals.

És interessant que la màquina a dissenyar s'adapti a aquesta norma, ja que això permetrà el seu acoblament a la presa de força de tractors de diferents marques, aconseguint així una intercanviabilitat molt valorada.

- **ISO 730:2009.** *Acoplamiento de tres puntos montado en la parte trasera.*  
*Categorías 1N, 1,2N, 2, 3N, 3, 4N y 4.*

Aquesta norma té per objecte l'estandardització del sistema de suport de la màquina sobre el tractor. La trituradora haurà d'anar suspesa a la part posterior mitjançant l'enganxall de tres punts amb el que compten tots els tractors, així no serà necessària la seva matriculació per poder circular, ja que no serà considerada un vehicle remolcat, sinó una eina suspesa que es pot acoblar al tractor.

La primera dada a conèixer és la categoria de l'enganxall, que igual que a la ISO 500, ve donada per la potència disponible a la presa de força del tractor en condicions de funcionament nominals.

Taula 4. Categories de l'enganxall de tres punts

Categoria	Potència disponible (kW)
1	<48
2	<92
3	De 80 a 185
4	De 150 a 350

L'enganxall serà de categoria 3. Encara que no sigui de forma estàndard, també és freqüent trobar tractors de potències superiors a 185kW equipats amb un enganxall de categoria 3, per així augmentar el rang de potències utilitzant aquesta categoria i millorar la intercanviabilitat de les eines de treball.

D'aquesta norma, interessen les cotes on han d'anar col·locats els tres punts d'ancoratge sobre la màquina, així com el diàmetre i toleràncies dels passadors i forats.

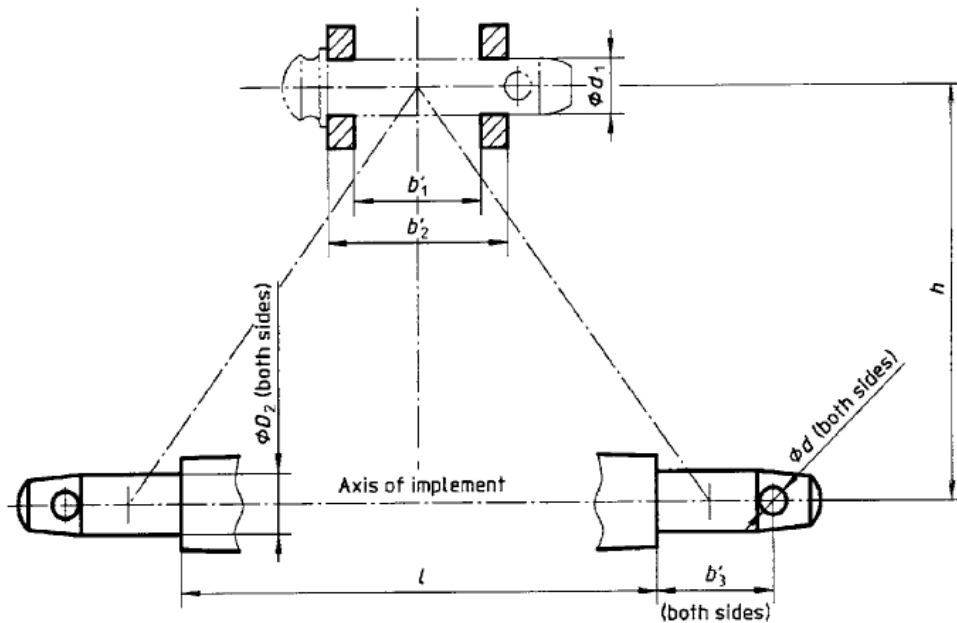


Figura 10. Forma i dimensions de l'enganxall

De la imatge anterior es podran treure les distàncies entre els tres punts i les dimensions que ha de tenir el superior. Els inferiors no tindran la forma constructiva il·lustrada en aquesta imatge, sinó que serà igual que la superior però amb unes mides diferents, opció que també es contempla dins la norma.

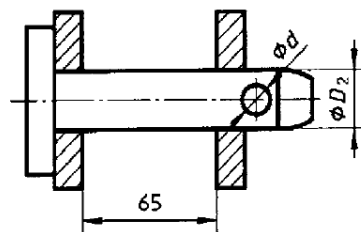


Figura 11. Detall del suport inferior

A partir d'aquestes dues imatges i els valors indicats a la norma per les dimensions que interessin, es crea la següent taula:

*Taula 5. Dimensions de l'enganxall*

<b>Dimensió</b>	<b>Descripció</b>	<b>Valor (mm)</b>
<b>l</b>	Distància entre les cares internes de les forquilles inferiors	965(+/-1,5)
<b>h</b>	Distància entre els passadors inferiors i superiors	685(+/-1,5)
<b>b'<sub>1</sub></b>	Amplada interior de la forquilla superior	52 (mínim)
<b>d<sub>1</sub></b>	Diàmetre del forat superior	32(+0,25)
<b>D<sub>2</sub></b>	Diàmetre del passador inferior	36,6(-0,2)

### 6.3. Valoració de riscos

Com especifiquen la Directiva 2006/42/CE i les normes harmonitzades referents a la maquinària agrícola concreta que s'està dissenyant, s'estableixen uns requisits de seguretat a complir per tota màquina que ha de ser certificada.

A la normativa s'especifica que els riscos que es detectin duran el disseny s'han de minimitzar o resoldre a mesura que es pugui. Fent una prèvia valoració dels que poden sorgir durant la utilització prevista de la màquina, es podran plantejar mesures adients i dissenyar resguards o parts de la màquina que millorin i facilitin la seguretat.

Els riscos que s'han trobat a la trituradora abans del seu disseny són els que es recullen a la següent taula:

Taula 6. Valoració de riscos

<b><i>Riscs causats per impacte</i></b>			
<b>Perill</b>	<b>Probabilitat</b>	<b>Gravetat</b>	<b>Mesures adoptades</b>
Sortida de projeccions de la màquina cap a les parts davantera i posterior	Alta	Molt greu	Instal·lació de dispositius de retenció de projeccions. (Comporta posterior pivotant i protecció davantera flexible)
<b><i>Riscs causats per atrapada, esclafament i arrossegament</i></b>			
<b>Perill</b>	<b>Probabilitat</b>	<b>Gravetat</b>	<b>Mesures adoptades</b>
Atrapada per elements de transmissió de la màquina	Moderada	Molt greu	Proteccions de totes les parts de la transmissió que es troben en moviment.
Atrapada per elements de transmissió tractor-màquina	Baixa	Greu	Equipament de la màquina amb punts de subjecció de les proteccions que porta el sistema.
<b><i>Riscs tèrmics</i></b>			
<b>Perill</b>	<b>Probabilitat</b>	<b>Gravetat</b>	<b>Mesures adoptades</b>
Sufrir cremades per contacte amb elements de transmissió	Baixa	Poc greu	Cobriments de totes les parts de la transmissió que puguin augmentar de temperatura.

### 6.3.1. Sistemes de seguretat incorporats

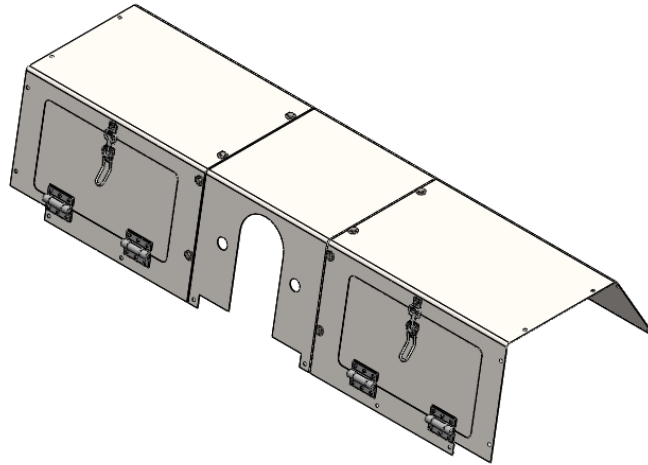
Els sistemes de seguretat instal·lats sobre la màquina, que minimitzen els riscos abans detectats es tracten a continuació. En el manual d'utilització s'indicarà la prohibició de la utilització de la màquina si falta un dels següents sistemes o aquest no es troba en bon estat de conservació, ja que això faria que el risc que estan destinats a minimitzar quedés descobert.

- **Tapes superiors:** El conjunt de la transmissió anirà cobert per unes tapes fabricades a partir de planxes plegades, aquestes es consideraran resguards fixos, de forma que s'hauran d'unir a la màquina mitjançant cargols fent necessària la utilització d'eines per desmuntar-les. Protegiràn contra perills d'atrapament mecànic i perills tèrmics.

Per poder dur a terme les inspeccions periòdiques i les operacions de manteniment, compten amb una comporta abatible a cada costat. Les comportes es consideren resguards mòbils i per obrir-les no serà necessària cap eina de taller. El que es té en compte alhora d'instal·lar-

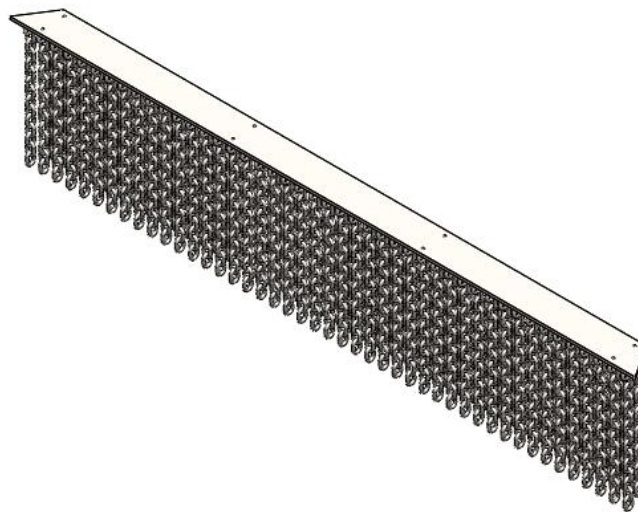
les és que un cop obertes quedin unides a la màquina utilitzant dues frontisses per a cada una.

Aquest conjunt també disposarà de dos forats per subjectar el sistema de protecció de l'arbre de transmissió utilitzat per transmetre la potència del tractor a la màquina, requisit que marca la normativa.



*Figura 12. Tapes superiors*

- **Protecció davantera:** Per eliminar el risc de projeccions cap a la part davantera, es disposarà el següent sistema. Es tracta d'una platina roscada que es cargolarà a l'estructura de la màquina. A aquesta platina se li solden dues fileres de cadenes que impedeixen la sortida d'elements projectats cap a la part davantera i degut a la seva flexibilitat no entorpeixen la utilització de la màquina ni l'entrada de les pedres cap al seu interior.

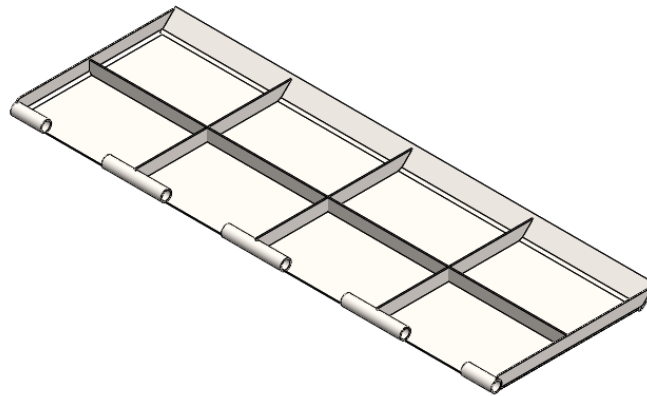


*Figura 13. Protecció davantera*

- **Protecció posterior:** Degut a la forma en que està dissenyada la màquina, el material triturat sortirà amb força cap a la part posterior. Per això s'hi situarà una comporta rígida pivotant, que aturarà les projeccions en aquest sentit.

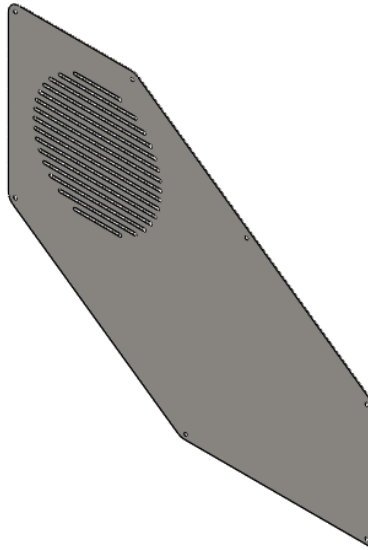
La segona funció d'aquesta comporta és impedir l'entrada en contacte amb les eines de treball, en aquest cas el rotor i els martells, que tot i que seria difícil, podria produir-se.

Finalment, la comporta també servirà per deixar el material triturat anivellat sobre el terreny, sempre treballant en el sentit normal d'avanç de la màquina. En el manual d'instruccions s'especificarà que no es permet la utilització de la comporta per anivellar funcionant en sentit contrari al d'avanç, ja que no està dissenyada per dur a terme aquesta tasca i la seva resistència no és suficient.



*Figura 14. Protecció posterior*

- **Protecció de les corretges:** En haver-hi elements en moviment del sistema de transmissió per corretges amb el que comptarà la màquina existeix el risc d'atrapament. El sistema de protecció pensat per reduir aquest risc és una tapa que protegeixi aquests elements a cada costat. Com que el greixatge dels rodaments inferiors es farà des de l'exterior de la màquina, no serà necessària una intervenció freqüent dins el compartiment de les corretges, així que es consideraran resguards fixos i aniran subjectades amb cargols, per impedir la seva obertura si no es fa amb l'ajuda d'eines.



*Figura 15. Tapa protectora de les corretges*

### 6.3.2. Riscs residuals

Després d'haver pres les mesures anteriorment explicades contra els perills que hi haurà durant la utilització de la màquina, encara pot existir-ne algun altre o es pot donar el cas de que l'eficàcia de les proteccions no els redueixi per complet.

Es detecta que la tapa posterior pivotant, en determinades ocasions i degut a elements externs podria elevar-se perdent l'eficàcia i permetent a les projeccions sortir cap a la part posterior. Això obligarà a impedir la situació a cap persona a la part posterior, ja que aquesta serà considerada una zona perillosa.

## 6.4. Càlculs

En aquest apartat, es detallaran quines són les condicions de càlcul proposades per dimensionar cada una de les peces, així com els posteriors càlculs que s'han realitzat per garantir el correcte funcionament durant la vida de servei.

Es distingiran dos blocs d'elements; Per una part els elements comercials, que tot i que necessitin ser calculats, s'hauran d'adaptar a models estàndard i els elements dissenyats, que podran modificar-se i adaptar-se a les dimensions requerides depenent de l'aplicació.

### 6.4.1. Elements comercials

A la següent imatge de la màquina sense proteccions, es mostra la situació dels elements comercials que han sigut calculats. Cada un dels núvols numerats indica un d'aquests elements i per simetria, n'hi ha un d'igual a cada costat de la màquina i sotmès a les mateixes condicions de càrrega en les condicions de funcionament esperades.

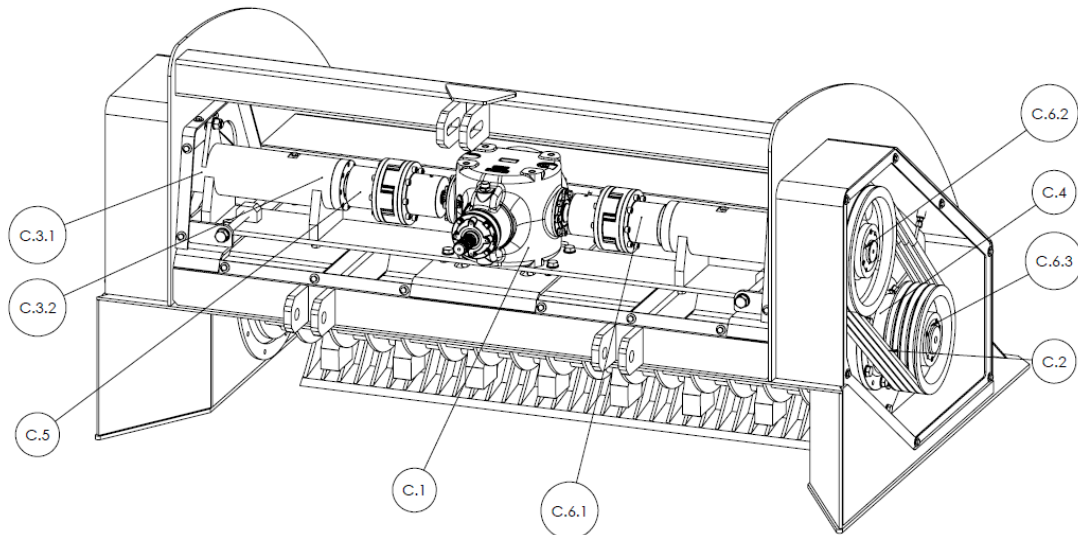


Figura 16. Ubicació dels elements comercials dins el conjunt

#### 6.4.1.1. Grup de transmissió (Component C.1)

En els tractors, l'eix de la presa de força surt en sentit longitudinal i en aquest cas a l'alçada indicada a l'apartat de normativa. Les especificacions i la constitució de la màquina fan que sigui necessari un rotor orientat transversalment, i això obliga a instal·lar algun sistema per canviar l'orientació del gir. En aquest cas, s'instal·larà un grup de transmissió que canviï l'orientació del moviment de gir.

S'ha decidit la instal·lació d'un grup de la marca Bondioli & Pavesi, reconeguda a nivell mundial per la qualitat i fiabilitat de les seves transmissions.

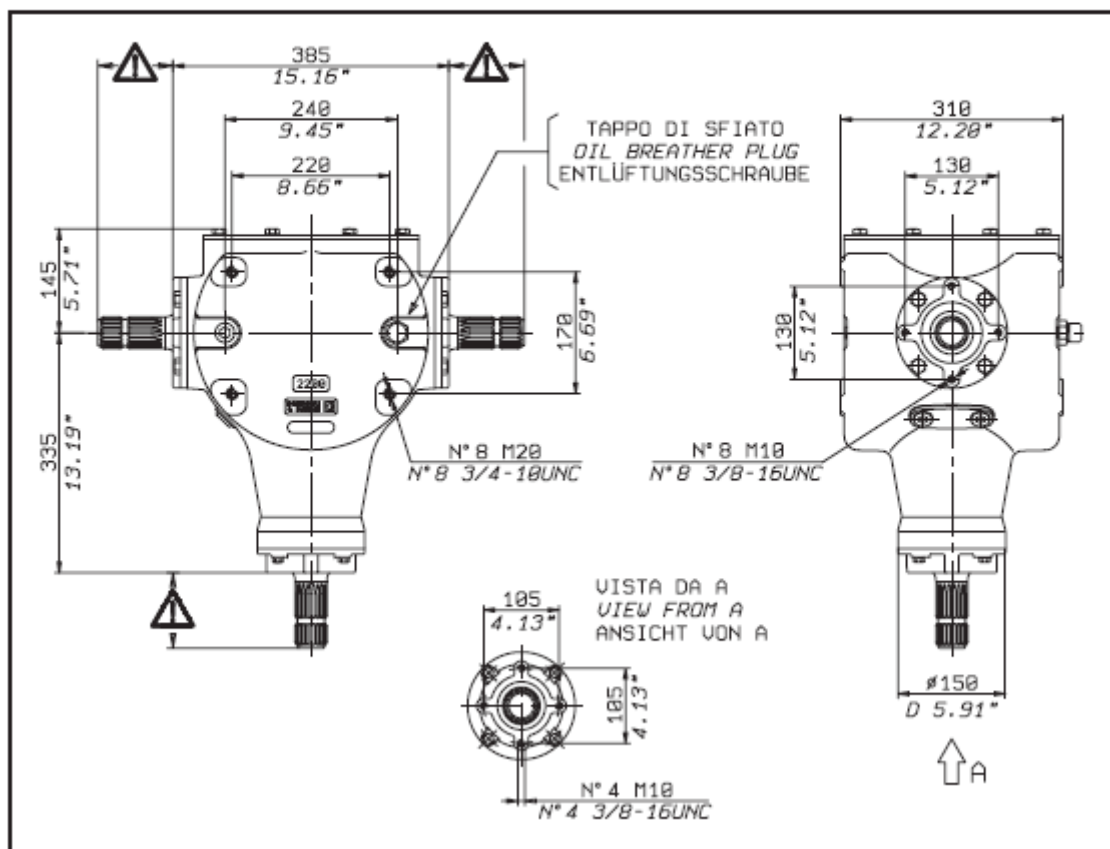
Les característiques principals a tenir en compte en la selecció del grup de transmissió són:

$$P = 150kW$$

$$i = 1:1$$



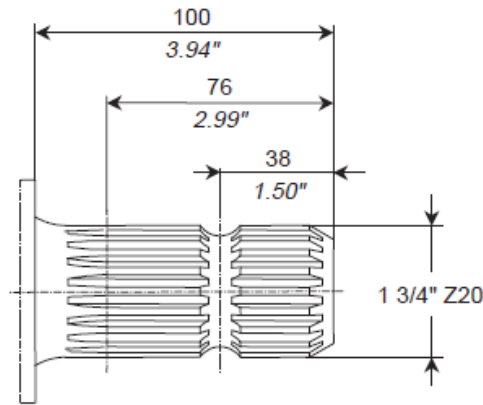
# 2200



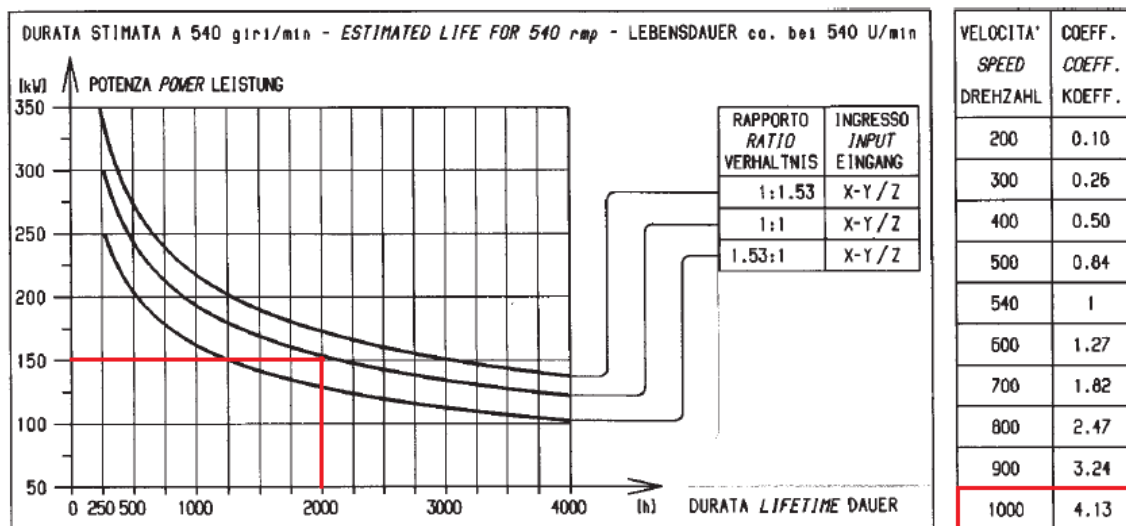
IMPIEGO USE ANWENDUNG	RAPPORTO RATIO ÜBERS.- VERH.	INGRESSO INPUT EINGANG					USCITA OUTPUT AUSGANG			CODICE RAPP. RATIO CODE BESTELL.-KODE	
		giri/min. r.p.m U/min.	kW	P CV·Hp·PS	N·m	M in·lb	N·m	in·lb	giri/min. r.p.m U/min.	Z	X-Y
MULTIPLICATORE SPEED MULTIPLIER ÜBERSETZUNGS- GETRIEBE	1:1,53	540	240	275	3578	31665	2339	20696	826	066	153
		1000	241	328	2305	20395	1506	13330	1530		
	1:1	540	176	240	3123	27635	3123	27635	540	100	100
		1000	265	360	2529	22385	2529	22385	1000		
RIDUTTORE SPEED REDUCER UNTERSETZUNGS- GETRIEBE	1,53:1	540	147	200	2602	23029	3981	35235	353	153	066
		1000	213	290	2038	18032	3117	27589	654		

Figura 17. Selecció del grup de transmissió <sup>9</sup>

Entre els grups disponibles d'aquest fabricant, la sèrie que més s'adapta als requeriments és la 2200. El model concret és el **S2200 100 G 111** amb relació de transmissió 1:1 i que pot transmetre fins a 265kW a 1000rpm. Els eixos d'entrada i sortida, són els mateixos que la presa de força de categoria 3 que utilitza el tractor, estriats amb perfil evolvent d'1 3/4" de diàmetre i 20 dents.


Figura 18. Dimensions dels eixos del grup de transmissió <sup>9</sup>

La vida esperada dels components del grup de transmissió, es calcula a partir del següent gràfic:


Figura 19. Vida esperada del grup de transmissió <sup>9</sup>

Per una potència d'accionament de 150kW, amb una relació de transmissió 1:1 i girant a 540rpm, la vida estimada del grup seria de 2000h. En aquest cas, en canvi, girarà a 1000rpm. La vida, per tant, s'ha de multiplicar pel factor de 4,13 indicat a la taula de la dreta.

$$2000h * 4,13 = 8250h$$

### 6.4.1.2. Transmissió per corretges (Component C.2)

El dimensionat de la transmissió i selecció de les corretges, es fa seguint el criteri que proposa la marca Optibelt<sup>10</sup> en el seu catàleg tècnic. Tots els càlculs següents es fan seguint aquest manual.

Els principals factors que afecten a la selecció d'aquest element són la potència i la velocitat de rotació dels eixos entre els que es vol transmetre el moviment.

$$P = 150kW$$

$$n_1 = 1000rpm, n_2 = 1200rpm$$

El primer que es fa és corregir la potència nominal degut a que segons el tipus de màquina a accionar, els elements de la transmissió estaran més o menys exposats a càrregues variables que escurçaran la seva vida de funcionament. Per una transmissió molt pesada, dedicada a trituradores de pedres o molins, accionada mitjançant un motor de combustió i que funcioni fins a 10 hores diàries, el factor de càrrega és

$$C_2 = 1,5$$

La potència corregida utilitzada pels següents càlculs serà

$$P_B = P * C_2$$

$$P_B = 150 * 1,5 = 225kW$$

Es coneix que la freqüència de rotació nominal de l'eix secundari ha de ser

$$n_k = 1200min^{-1}$$

Amb les dades anteriors, s'escull el tipus de perfil més adequat:

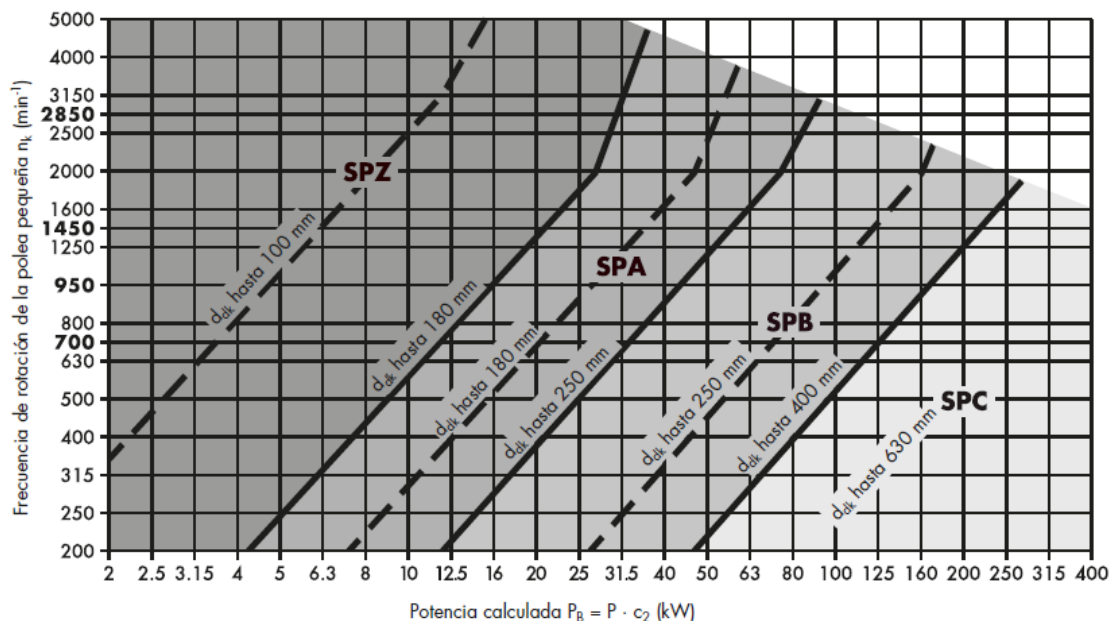


Figura 20. Selecció del perfil de les corretges <sup>10</sup>

En aquest cas, el perfil necessari és SPC i la politja més petita recomanada per aquest és de 180mm de diàmetre.

Ara es calcula el factor de multiplicació i:

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{d_{d1}}{d_{d2}} = \frac{1200}{1000} = 1,2$$

Amb aquesta dada i fixant un dels diàmetres de referència de les politges, es calcula l'altre. S'ha de tenir en compte el diàmetre mínim esmentat anteriorment per no tenir problemes de lliscament, flexió massa elevada i desgast prematur de la transmissió.

$$d_{d1} = d_{dg} = 400mm \text{ (Diàmetre fixat)}$$

$$d_{d2} = \frac{d_{d1}}{1,2} = \frac{400}{1,2} = 333,3mm$$

No es fabriquen politges de diàmetre 333,3mm. Es selecciona la que té un diàmetre més proper al calculat, canviant lleugerament la relació de transmissió final. Aquesta modificació no es tindrà en compte a efectes de càlcul.

$$d_{d2} = d_{dk} = 335mm$$

Es selecciona provisionalment una distància entre eixos per poder calcular un desenvolupament de la corretja aproximat:

$$a > 0,7(d_{dg} + d_{dk})$$

$$a < 2(d_{dg} + d_{dk})$$

$$514,5 < a < 1470$$

Per fer que s'adapti a les dimensions de la màquina i es compleixi l'anterior condició, es fixa provisionalment aquesta distància a:

$$a = 720mm$$

Fixant la distància anterior, ja es pot calcular un desenvolupament aproximat de la corretja:

$$L_{dth} \approx 2a + 1,57(d_{dg} + d_{dk}) + \frac{(d_{dg} + d_{dk})^2}{4a}$$

$$L_{dth} \approx 2 * 720 + 1,57 * (400 + 335) + \frac{(400 + 335)^2}{4 * 720}$$

$$L_{dth} \approx 2781mm$$

El desenvolupament calculat no és estàndard, per tant, s'agafarà l'estandarditzat més proper a aquest:

$$L_{dst} = 2800mm$$

Ara que es té un desenvolupament fixat, es pot calcular la distància entre eixos nominal, que substituirà a la fixada provisionalment.

$$a_{nom} \approx a + \frac{L_{dst} - L_{dth}}{2} = 720 + \frac{2800 - 2781}{2}$$

$$a_{nom} \approx 729,5 \text{ mm}$$

Comprovació de la velocitat i freqüència de la corretja. El manual indica que la velocitat lineal màxima de la corretja pot ser de 55m/s i la freqüència de flexió de 100cicles/s.

$$v = \frac{d_{dk} * n_k}{19100} = \frac{335 * 1194}{19100}$$

$$v = 20,9 < 55 \text{ (Compleix la condició de la velocitat màxima)}$$

$$f_b = \frac{2 * 1000 * v}{L_{dst}} = \frac{2 * 1000 * 20,9}{2800}$$

$$f_b = 14,9 \ll 100 \text{ (Compleix la condició de la freqüència de flexió)}$$

Factor d'angle de contacte:

$$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}} = \frac{400 - 335}{729,5} = 0,089$$

$$\beta \approx 175^\circ$$

Amb aquestes dades, es treu el factor d'angle c1 de la següent taula:

Taula 7. Factor d'angle de contacte <sup>10</sup>

$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}$	$\beta \approx$	$c_1$
0	180°	1,00
0,05	177°	1,00
0,10	174°	1,00
0,15	171°	1,00
0,20	168°	0,99

$$c_1 = 1,00$$

Factor de desenvolupament  $c_3$ :

Taula 8. Factor de desenvolupament <sup>10</sup>

Perfil SPC, XPC	
Desarrollo de referencia (mm)	$c_3$
2000	0,85
2120	0,86
2240	0,86
2360	0,87
2500	0,88
2650	0,89
2800	0,90
3000	0,91
3150	0,91
3350	0,92

$$c_3 = 0,90$$

Potència nominal que pot transmetre cada corretja:

$$d_{dk} = 335mm$$

$$i = 1,2$$

$$n_k = 1194 \text{ min}^{-1}$$

Taula 9. Potència transmesa per corretja <sup>10</sup>

$n_k$ ( $\text{min}^{-1}$ )	Diámetro de referencia de la polea pequeña $d_{dk}$ (mm)										Incremento por multiplicación (kW) por correa para			
	224	250	280	300	315	335	355	375	400	450	1.01 hasta 1.05	1.06 hasta 1.26	1.27 hasta 1.57	> 1.57
700	10.46	13.11	16.13	18.11	19.58	21.52	23.44	25.34	27.68	32.24	0.14	0.90	1.28	1.57
950	13.27	16.71	20.58	23.11	24.97	27.42	29.82	32.18	35.05	40.55	0.19	1.22	1.73	2.13
1450	17.79	22.48	27.64	30.92	33.30	36.35	39.26	42.02	45.25	50.94	0.29	1.86	2.65	3.25
2850	20.63	25.52	29.58	31.27	31.96						0.57	3.67	5.20	6.38
50	1.08	1.31	1.58	1.75	1.89	2.06	2.23	2.41	2.62	3.05	0.01	0.06	0.09	0.11
100	1.99	2.44	2.94	3.28	3.53	3.87	4.20	4.53	4.95	5.77	0.02	0.13	0.18	0.22
200	3.64	4.49	5.46	6.11	6.59	7.22	7.86	8.49	9.28	10.84	0.04	0.26	0.37	0.45
300	5.16	6.40	7.81	8.75	9.44	10.37	11.29	12.21	13.34	15.60	0.06	0.39	0.55	0.67
350	5.89	7.31	8.94	10.01	10.82	11.88	12.94	13.99	15.30	17.88	0.07	0.45	0.64	0.78
400	6.59	8.20	10.04	11.25	12.16	13.36	14.55	15.73	17.21	20.11	0.08	0.51	0.73	0.90
450	7.28	9.07	11.11	12.46	13.47	14.80	16.12	17.44	19.07	22.28	0.09	0.58	0.82	1.01
500	7.95	9.91	12.16	13.64	14.75	16.21	17.66	19.10	20.88	24.39	0.10	0.64	0.91	1.12
550	8.60	10.74	13.19	14.80	16.00	17.59	19.16	20.72	22.65	26.44	0.11	0.71	1.00	1.23
600	9.23	11.55	14.19	15.93	17.22	18.93	20.62	22.30	24.37	28.44	0.12	0.77	1.10	1.34
650	9.85	12.34	15.17	17.03	18.42	20.24	22.05	23.84	26.05	30.37	0.13	0.84	1.19	1.45
700	10.46	13.11	16.13	18.11	19.58	21.52	23.44	25.34	27.68	32.24	0.14	0.90	1.28	1.57
750	11.05	13.87	17.06	19.16	20.72	22.77	24.80	26.80	29.26	34.04	0.15	0.96	1.37	1.68
800	11.63	14.60	17.98	20.19	21.83	23.99	26.11	28.21	30.78	35.77	0.16	1.03	1.46	1.79
850	12.19	15.32	18.87	21.19	22.91	25.17	27.39	29.58	32.26	37.44	0.17	1.09	1.55	1.90
900	12.74	16.02	19.74	22.16	23.96	26.31	28.63	30.90	33.68	39.03	0.18	1.16	1.64	2.01
950	13.27	16.71	20.58	23.11	24.97	27.42	29.82	32.18	35.05	40.55	0.19	1.22	1.73	2.13
1000	13.79	17.37	21.40	24.03	25.96	28.50	30.98	33.41	36.36	41.99	0.20	1.29	1.83	2.24
1050	14.30	18.02	22.20	24.91	26.92	29.53	32.09	34.58	37.61	43.34	0.21	1.35	1.92	2.35
1100	14.79	18.64	22.97	25.77	27.84	30.53	33.16	35.71	38.80	44.62	0.22	1.41	2.01	2.46
1150	15.26	19.25	23.72	26.61	28.73	31.49	34.18	36.78	39.93	45.81	0.23	1.48	2.10	2.57
1200	15.72	19.84	24.44	27.41	29.58	32.41	35.15	37.80	40.99	46.90	0.24	1.54	2.19	2.69
1250	16.17	20.41	25.13	28.17	30.40	33.28	36.07	38.76	41.98	47.91	0.25	1.61	2.28	2.80

Interpolant linealment s'obté que:  $P_c = 32,29kW$  i  $\Delta P = 1,53kW$

La potència nominal que podrà transmetre cada corretja, en aquestes condicions és:

$$P_n = 32,29 + 1,53 = 33,82kW$$

Càlcul del nombre de corretges necessari:

$$z = \frac{P * c_2}{P_n * c_1 * c_3} = \frac{150 * 1,5}{33,82 * 1 * 0,9}$$

$$z = 7,39$$

Finalment, el resultat és que s'hauran d'utilitzar 8 corretges. Es vol que la potència es transmeti pels dos costats del rotor i, per tant, es posaran 4 corretges a cada costat del tipus **SK SPC 2800**.

### 6.4.1.3. Tensions a les corretges

Després d'haver dimensionat la transmissió, també és necessari conèixer les tensions que resultaran per poder transmetre el parell desitjat. Les tensions generaran forces radials sobre els rodaments, i conèixer-les el més acuradament possible, ajudarà a dimensionar-los correctament.

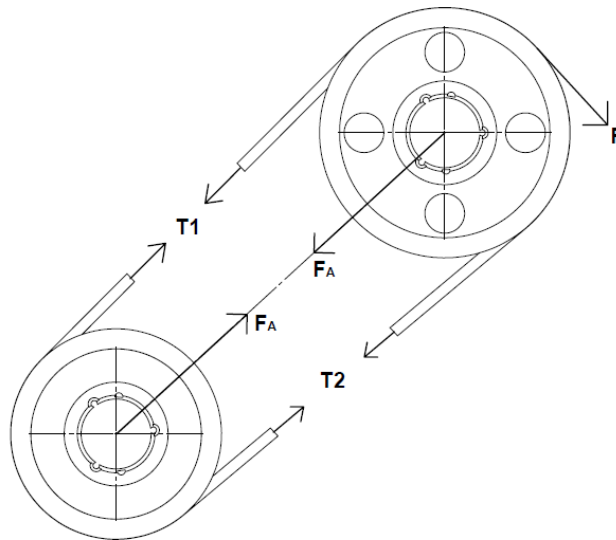


Figura 21. Diagrama de tensions sobre les corretges

Des de l'eix primari (part superior) es transmetrà la potència, per això serà necessari que el conjunt de corretges transmeti l'anomenada força de tracció **F**.

Com s'ha explicat anteriorment, la màquina disposarà de 4 corretges per banda, això fa que la potència total transmesa sigui repartida entre els dos costats. La polijta conductora, que té un diàmetre de referència **d<sub>a</sub>=400mm**, transmet **75kW** a **1000rpm** en condicions nominals. Per tant, la força de tracció sobre un joc de corretges és:

$$F = \frac{P}{v} = \frac{75000}{1000 * \frac{2\pi}{60} * 0.2} = 3581N$$

Sumant els moments generats sobre la politja deguts a les forces que actuen a la seva perifèria, es treu la següent equació:

$$F + T2 = T1$$

I aplicant l'equació d'Euler - Eytelwein, de la força màxima de la corretja, es té la següent relació:

$$T1 = T2 * e^{\mu * \beta}$$

On:

$\mu$ = Coeficient de fricció entre la corretja i la politja. Generalment 0,3 per aquest tipus de transmissió.

$\beta$ = Angle de contacte entre la politja i la corretja. En aquest cas  $\pi$  rad.

Coneixent el valor de la força **F** i resolent el sistema de dues equacions amb dues incògnites anterior, es troben **T1** i **T2**.

$$T1 = 3581 + T2$$

$$3581 + T2 = T2 * e^{0.3 * \pi}$$

$$T2 = 2286,2N$$

$$T1 = 5867,2N$$

La força radial que transmetran les corretges sobre l'eix és

$$F_A \approx T1 + T2$$

$$F_A = 8153,4N$$

Aquesta força radial es tindrà en compte en els següents càlculs per poder dimensionar els rodaments.

#### 6.4.1.4. Rodaments de l'eix primari

Aquest eix té la funció de transmetre el parell des del grup de transmissió central fins a la politja. N'hi ha dos, un situat a cada costat de la màquina. A la part esquerra del diagrama inferior s'hi situa un acoblament elàstic Albert que només transmet torsió a l'eix i, per tant, no genera cap reacció sobre els rodaments. A la part dreta de l'eix, s'hi situa la politja, que per transmetre els esforços calculats anteriorment genera la força **F<sub>A</sub>**, que ara passa a ser de tipus radial sobre els rodaments.

Les reaccions que generarà la força sobre els rodaments i considerant menyspreable el pes de l'eix i de la politja en relació a aquesta, són les següents:



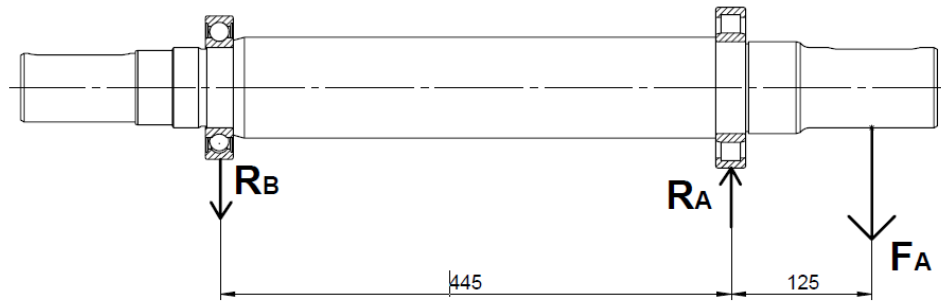


Figura 22. Reaccions sobre els rodaments de l'eix primari

$$\sum M_A = 0;$$

$$-8153,4 \cdot 125 + R_B \cdot 445 = 0$$

$$R_B = 2290,3 \text{ N (Força que ha de suportar el rodament B)}$$

$$\sum F_y = 0;$$

$$-8153,4 - 2290,3 + R_A = 0$$

$$R_A = 10443,7 \text{ N (Força que ha de suportar el rodament A)}$$

Degut a la incertesa i variabilitat dels esforços generats en la transmissió per corretges, la marca de rodaments SKF, en el seu manual tècnic, recomana augmentar aquestes accions sobre els rodaments per un factor comprès entre 1,25 i 2,5. Això es deu als petits desequilibris de les politges, la vibració de la corretja i les forces que es generen en els moments d'engegada i aturada.

En aquest cas, tenint una distància entre eixos mitjana, càrregues fluctuants i de xoc degudes al tipus de màquina que es tracta, s'aplicarà un factor de correcció de 2.

Per tant, les càrregues en els rodaments A i B, passaran a ser:

$$R_{Ac} = 20,9 \text{ kN}$$

$$R_{Bc} = 4,6 \text{ kN}$$

Ara que es coneixen les forces de càlcul sobre els rodaments, es pot calcular la capacitat de càrrega que han de tenir, per posteriorment elegir un model en concret.

#### Rodament A (Component C.3.1)

És el rodament que rebrà més càrrega dels dos que suporten l'eix. Per aquest motiu, es proposa que sigui de rodets, que a mateixes dimensions que un de boles té més capacitat de càrrega. Aquest, no podrà suportar esforços axials sobre l'eix i permetria desplaçaments laterals, per això, el rodament B serà de boles i eliminarà aquest grau de llibertat.

La vida útil s'estima seguint el criteri de càlcul establert per la ISO 281, que planteja la següent relació:

$$L^{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

On:

$L^{10}$  = Vida nominal bàsica amb un 90% de confiabilitat en milions de voltes.

$C$  = Capacitat de càrrega dinàmica bàsica del rodament en kN.

$P$  = Càrrega dinàmica equivalent del rodament en kN.

$p$  = Exponent que depèn del tipus de rodament (10/3 per rodets i 3 per boles).

La vida que es desitja pels rodaments es troba fixada en 8000h, similar a la del grup de transmissió i es suposa que l'eix girarà a una velocitat constant de 1000rpm.

$$L^{10} = \frac{1000 * 60 * 8000}{10^6} = 480$$

$$480 = \left(\frac{C}{20,9}\right)^{\frac{10}{3}} \rightarrow C = 133,2kN$$

La capacitat de càrrega dinàmica bàsica d'aquest rodament ha de ser, com a mínim 133,2kN.

La vida dependrà d'altres factors tal com la contaminació del lubricant, les variacions de càrrega que hi pugui haver i la temperatura assolida durant el funcionament, per això, i degut a que l'entorn on anirà situat ho permet, s'agafarà un rodament amb una càrrega lleugerament superior.

Finalment s'hi situarà un **NU216**, amb una capacitat de càrrega de 160kN i un diàmetre d'eix de 80mm.

#### *Rodament B (Component C.3.2)*

Degut a la necessitat de fixar els desplaçaments axials, aquest rodament serà de boles. La capacitat radial que ha de tenir és molt menor a l'anterior i, per tant el rodament, a priori, serà més petit.

El criteri de càlcul seguit és el mateix que en el cas anterior, amb la diferència que en aquest cas, en ser de boles, l'exponent  $p$  passa a ser 3.

En estar situat sobre el mateix eix, les voltes que donarà durant la vida són les mateixes, però la càrrega és de 4,6kN.

$$480 = \left(\frac{C}{4,6}\right)^3 \rightarrow C = 36kN$$

S'agafa un rodament **6214**, amb una capacitat de càrrega de 63.7kN i un diàmetre d'eix de 70mm.

#### 6.4.1.5. Rodaments del rotor (Component C.4)

El rotor és l'element de la màquina que estarà sotmès a més càrregues variables. Aquestes vindran donades per desequilibris quan un martell impacti contra una pedra, quan es situï una pedra sense trencar entre el rotor i el reixat posterior, etc.

Totes aquestes situacions són impredecibles i la manca d'informació d'aquest tipus de maquinària dificulta el procés de càlcul. Per intentar aproximar les càrregues més desfavorables que hauran de suportar els rodaments, es plantejarà un escenari en el que el rotor treballa en desequilibri màxim i en les condicions de càrrega que més desafavoreixen els rodaments.

Aquesta situació de desequilibri, tindrà lloc quan tota una filera de martells (per exemple la superior) es trobi recollida cap a l'interior, creant una força centrífuga en sentit vertical molt menor a la dels martells situats a la filera contrària respecte al centre del rotor.

També es suposarà que al rotor li està arribant el parell màxim per les politges i que tot aquest parell es consumit per un únic martell situat el més proper possible a un dels dos rodaments, generant la força vertical  $F_r$ .

Quan s'ajuntin totes les condicions explicades, el rotor estarà treballant el més desfavorablement possible i tot i que no serà una condició permanent, tots els elements han de ser capaços de resistir-la.

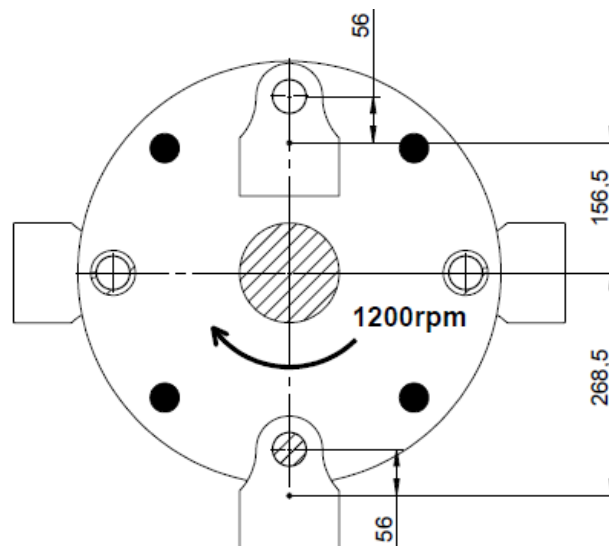


Figura 23. Col·locació dels martells

Recordant que la massa de cada martell és de 6,7kg, es calcula la força de desequilibri que hi haurà a cada secció on es produeixi la condició esmentada. A aquesta força se l'anomenarà força centrífuga resultant.

$$F_{cr} = m_1 * r_1 * \omega^2 - m_2 * r_2 * \omega^2$$

$$F_{cr} = 6,7 * 0,1565 * (1200 * \frac{2\pi}{60})^2 - 6,7 * 0,2685 * (1200 * \frac{2\pi}{60})^2$$

$$F_{cr} = -11849,8N$$

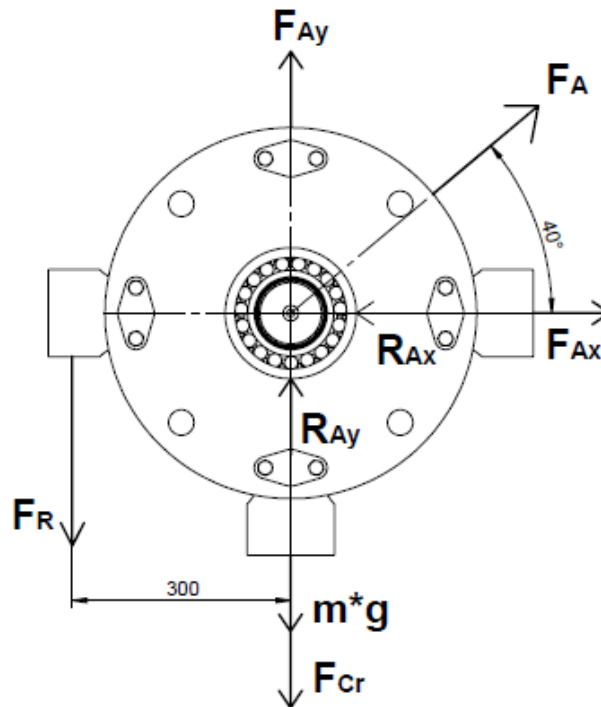


Figura 24. Forces sobre els rodaments del rotor

Horitzontalment només actuen les forces  $F_{Ax}$  i  $R_{Ax}$ , per tant, la força que actuarà de forma horitzontal sobre el rodament és únicament aquesta.

$$R_{Ax} = F_{Ax} = 8153,4 * \cos 40$$

$$R_{Ax} = 6245,9N$$

La força  $F_R$  és la que s'oposa a tot el parell d'entrada i és calculada de la forma següent:

$$M = \frac{P}{\omega} = \frac{150000}{1200 * \frac{2\pi}{60}} = 1193,7Nm$$

$$F_R = \frac{M}{d} = \frac{1193,7}{0,3}$$

$$F_R = 3978,9N$$

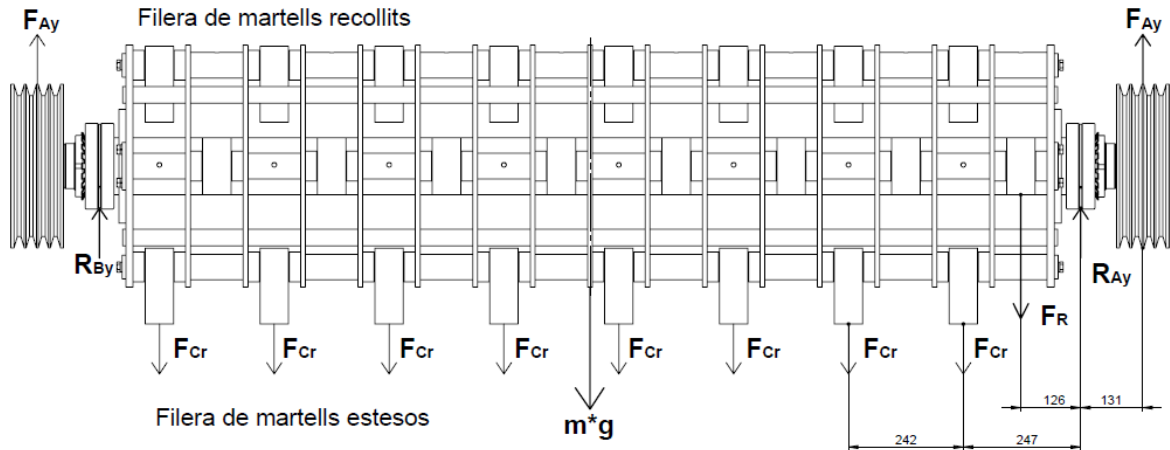


Figura 25. Forces i reaccions sobre el rotor

Un cop les forces calculades anteriorment són conegudes, només falta calcular la força vertical que transmeten les corretges sobre les politges:

$$F_{Ay} = 8153,4 * \sin 40^\circ$$

$$F_{Ay} = 5240,9N$$

Ara ja es poden calcular les reaccions verticals sobre els rodaments. Es comença equilibrant els moments en el rodament A:

$$\sum M_A = 0;$$

$$F_{Ay} * 131 + F_R * 126 + F_{Cr}(247 + 489 + 731 + 973 + 1215 + 1457 + 1699 + 1941) + m * g * 1033,5 - R_{By} * 2067 - F_{Ay} * 2198 = 0$$

$$R_{By} = 51336,2N$$

Per trobar la reacció vertical en el rodament A, s'igual a zero el sumatori de les forces en sentit de les y:

$$\sum F_y = 0;$$

$$2 * F_{Ay} + R_{By} - m * g - F_R + 8 * F_{Cr} + R_{Ay} = 0$$

$$R_{Ay} = 49280,7N$$

Donades aquestes condicions, el rodament que pateix uns esforços més desfavorables és el B. Per simetria de la màquina i la seva transmissió, la reacció horitzontal a ambdós costats serà la mateixa, per tant  $R_{Ax}=R_{Bx}=6245,9N$ .

El mòdul de la força resultant sobre el rodament B serà:

$$R_B = \sqrt{(6245,9)^2 + (51336,2)^2}$$

$$R_B = 51714,8N$$

Igual que en els anteriors rodaments calculats, s'aplicarà un factor de correcció, en aquest cas de 2,25 a la força de càlcul degut a les vibracions i càrregues variables que hauran de suportar.

$$R_{Bc} = 116,3 \text{ kN}$$

El rotor, a diferència de l'eix primari, ha de girar a 1200 rpm. El nombre de cicles que farà durant la vida útil dels rodaments és:

$$L^{10} = \frac{1200 * 60 * 8000}{10^6} = 576$$

Finalment, es calcula la càrrega dinàmica bàsica mínima com en els casos anteriors:

$$L^{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}}$$

$$576 = \left(\frac{C}{116,3}\right)^{\frac{10}{3}} \rightarrow C = 782,9 \text{ kN}$$

Els dos rodaments que permetran el gir del rotor seran del tipus **22320E**, amb una càrrega dinàmica bàsica de 815kN i un diàmetre d'eix de 100mm.

Aquests dos rodaments seran de rodets tipus ròtula. Degut a la longitud de l'eix, la flexió farà que hi hagi grans desalineacions en els rodaments i aquests permeten absorbir-les sense cap tipus de problema.

#### 6.4.1.6. Acoblament elàstic (Component C.5)

Per transmetre potència entre eixos perfectament concèntrics, seria suficient amb ajuntar-los rígidament. Ara bé, degut a les toleràncies de fabricació, existeixen petites desalineacions que fan que aquesta concentricitat sigui gairebé impossible, o que aconseguir-la sigui relativament car.

Els acoblaments elàstics, entre d'altres coses, es munten entre eixos on existeixen aquestes petites desalineacions, reduint els esforços que es provocarien si es fes de forma rígida. També permeten absorbir xocs i vibracions angulars que podrien afectar al grup de transmissió i a altres elements com engranatges de la transmissió del tractor.

Els acoblaments utilitzats en aquest cas, seran de la marca Albert <sup>11</sup>. Els factors que intervenen en aquesta elecció són els següents:

- Facilitat de compra, ja que a la majoria de magatzems de subministraments industrials disposen d'ells i de les seves estrelles flexibles de recanvi.
- Disposen d'un model que permet ser desmuntat, sense la necessitat de tocar altres components de la transmissió. Aquest és el de la sèrie PB.

Per seleccionar la mida de l'acoblament, es fa seguint les instruccions del propi fabricant. El primer que es fa és calcular la potència corregida, que no és més que la potència d'accionament multiplicada per uns factors de creixement que depenen de les condicions de treball a les que ha d'estar sotmès.

$$P_c = P * F_1 * F_2 * F_3$$

Les dades a conèixer per trobar aquests factors són:

- Potència d'accionament: 75kW (Ja que els 150kW es transmetran per dues branques).
- Velocitat de rotació: 1000rpm.
- Tipus de màquina i treball que realitza: Trituradora accionada per un motor Diesel de 6 cilindres.
- Diàmetre dels eixos: En aquest cas, l'eix d'entrada serà estriat de diàmetre exterior 44,42mm i el de sortida de diàmetre 60mm amb xaveta.

Factor F1:

Taula 10. Factor de correcció F1 <sup>11</sup>

MAQUINA CONDUCIDA	MAQUINA CONDUCTORA			
CONDICIONES DE TRABAJO	M. ELECTRICO TURBINAS	M. DIESEL 6 CILINDROS	M. DIESEL 3 - 4 CILINDROS	M. DIESEL 1 - 2 CILINDROS
MARCHA REGULAR - BAJA INERCIA (Ventiladores, generadores, bombas centrifugas, pequeñas máquinas)	1,1	1,4	1,5	2
MARCHA REGULAR - INERCIA MEDIANA (Máquinas htas., textil, imprenta, madera, transportadoras)	1,4	1,6	1,8	2,3
MARCHA IRREGULAR - INERCIA MEDIANA (Amasadoras, hormigonadoras, grúas, elevadores, cintas transportadoras)	1,8	2	2,3	2,5
MARCHA IRREGULAR - GRANDES INERCIA (Polipastos, cizallas, martillos, prensas, vibradoras, homos giratorios, agitadoras)	2,3	2,5	2,7	3,2
MARCHA MUY IRREGULAR - FUERTES SACUDIDAS (Machacadoras, laminadoras, compresores, calandras, molinos, trituradoras, sierras)	2,9	3,1	3,5	3,8

Com s'ha indicat, el tipus de màquina és una trituradora amb un motor Diesel de 6 cilindres com a màquina conductora. Per tant, **F1=3,1**.

Factor F2:

Taula 11. Factor de correcció F2 <sup>11</sup>

HORAS DE SERVICIO		
1 a 8 1	8 a 16 1,1	16 a 24 1,25

Les hores de servei diari estimades són d'1 a 8. Per tant, **F2=1**.

Factor F3:

Taula 12. Factor de correcció F3 <sup>11</sup>

NUMERO ARRANQUES / HORA			
1 a 10 1	10 a 50 1,15	50 a 100 1,35	Más de 100 1,5

El nombre d'engegades per hora esperat és menor a 10, ja que és una màquina de funcionament continu i es considera que només s'engegarà i aturarà en alguns casos puntuals.  **$F_3=1$** .

Coneixent els tres factors anteriors, es calcula la potència corregida:

$$P_c = P * F_1 * F_2 * F_3 = 75 * 3,1 * 1 * 1$$

$$P_c = 232,5 \text{ kW}$$

Per trobar el diàmetre de l'acoblament, és necessari entrar a la següent taula amb CV. Els 232,5kW, en CV són:

$$P_c = 232,5 * 1,34 = 311,6 \text{ CV}$$

Taula 13. Selecció del diàmetre de l'acoblament <sup>11</sup>

DIAMETRO DEL ACOPLAMIENTO													
R.P.M.	50	60	75	90	105	120	135	150	175	200	200/40	245	300
10	0,017	0,03	0,07	0,15	0,27	0,41	0,63	0,88	1,3	1,8	3,5	6,8	11,2
20	0,034	0,07	0,14	0,30	0,54	0,82	1,26	1,76	2,6	3,6	7	13,6	22,3
40	0,078	0,14	0,28	0,60	1,08	1,64	2,52	3,52	5,2	7,2	14	27,3	44,7
50	0,085	0,17	0,35	0,75	1,35	2,05	3,15	4,4	6,5	9	17,6	34,1	55,8
100	0,17	0,34	0,70	1,50	2,7	4,1	6,30	8,8	13	18	35,2	68,2	111,7
200	0,34	0,68	1,4	3	5,4	8,2	12,6	17,6	26	36	70,4	136	223
300	0,51	1,02	2,10	4,5	8,1	12,3	18,9	26,4	52	54	105	204	335
500	0,85	1,70	3,50	7,50	13,5	20,5	31,5	44	65	90	176	341	558,5
750	1,27	2,55	5,25	11,2	20,25	30,7	47,2	66	97,5	135	364	511	838
1000	1,7	3,40	7	15	27	41	63	88	130	180	352	682	1117
1500	2,55	5,1	10,5	22,5	40,5	61,5	94,5	132	195	270	528	1023	1675
2000	3,4	6,80	14	30	54	82	126	176	260	360	704	1364	
3000	5,1	10,2	21	45	81	123	189	264	390	540	1056		

Finalment, es calcula el diàmetre de l'acoblament. A la taula anterior, creuant la velocitat de rotació amb el valor de potència, es troba l'esmentat diàmetre.  **$D=200/40$** .

#### 6.4.1.7. Xavetes (Components C.6.1, C.6.2 i C.6.3)

Les xavetes utilitzades per fer que tots els components en rotació girin solidaris, són del tipus DIN 6885A. Aquest tipus d'element de transmissió, es col·loca dins una ranura mecanitzada entre les dues parts, transmetent moviment de gir entre ambdós, treballant a compressió en les cares laterals i a tallant en el seu interior.

Molt sovint, les xavetes es dimensionen a partir de la seva capacitat per transmetre el parell amb els esforços de tallant que s'hi generen. En aquest cas, en tenir-la situada sobre un eix de baix contingut en carboni, per facilitar la seva soldadura, es dimensionaran a partir de la pressió exercida sobre les cares laterals. Això suposarà instal·lar una xaveta més llarga però es podrà garantir que no existeix deformació a les ranures mecanitzades i, per tant, treballa correctament.



La pressió en els flancs, ve donada per l'expressió

$$p \approx \frac{F_u}{0,5h * l_t * i}$$

On:

$p$  = Pressió en els flancs de la xaveta o la ranura en N/mm<sup>2</sup>.

$F_u$  = Força tangencial que suporta la xaveta =  $T/r$  en N.

$h$  = Alçada de la xaveta en mm.

$l_t$  = Longitud portant de la xaveta en mm.

$i$  = Nombre de xavetes en la perifèria de l'eix.

La pressió màxima recomanada sobre un eix i cub d'acer, que suporta grans xocs per un costat de la xaveta és de 80N/mm<sup>2</sup> (Decker, K.H. 1980, p.150) i amb l'equació anterior, es calcula la longitud mínima que ha de tenir.

$$l_t \geq \frac{F_u}{0,5h * i * p}$$

La base i alçada de la xaveta, ve donada pel diàmetre de l'eix, que en els casos tractats és:

Taula 14. Diàmetres d'eix i xaveta recomanada

Diàmetre d'eix	b	h
60	18	11
70	20	12
90	25	14

Considerant les pautes anteriors, es dimensionen les 3 diferents xavetes:

Taula 15. Dimensions de les xavetes

Parell a transmetre (N*mm)	d <sub>eix</sub> (mm)	h (mm)	l <sub>t</sub> mínima (mm)	Final estàndard
716200	60	11	54,3	<b>18x11x90</b>
716200	70	12	42,6	<b>20x12x80</b>
596800	90	14	28,4	<b>25x14x90</b>

#### 6.4.1.8. Retenidors, elements d'estanqueïtat:

Els retenidors no són elements estructurals que precisin de càlcul per garantir la seguretat de la màquina durant el funcionament. Tot i així, juguen un paper important dins el conjunt, ja que sense ells no es podrien contenir els lubricants de poca viscositat i tampoc es podria evitar la contaminació dels greixos deguda a agents externs.

La dada més important que afecta a la selecció del material amb el que estan fabricats aquests elements, és la velocitat perifèrica de l'eix que es vol segellar mitjançant els seus llavis. A major velocitat, més augmenta la calor a dissipar per part del llavi i en conseqüència la seva temperatura. Un material que no pugui suportar aquesta temperatura, després de poques hores de funcionament, deixarà d'adaptar-se a la superfície de l'eix i començarà a deixar passar el fluid que conté.

Dins el conjunt, es troben vuit retenidors de quatre mesures diferents, situats a dos eixos amb diferents velocitats de rotació. A la següent taula, es pot veure el diàmetre de l'eix que segellen cada un d'ells, la velocitat de rotació de l'eix i la velocitat perifèrica a la zona de contacte amb el llavi.

Taula 16. Velocitats perifèriques en els retenidors

Retenidor	Eix que segellen	Velocitat de rotació ( $\text{min}^{-1}$ )	Diàmetre d'eix (mm)	Velocitat perifèrica (m/s)
<b>AS 65X100X10</b>	Primari	1000	65	3,4
<b>AS 80X140X15</b>	Primari	1000	80	4,2
<b>AS 90X120X12</b>	Rotor	1200	90	5,7
<b>B2U 120X170X15</b>	Rotor	1200	120	7,5

Amb les dades anteriors i l'ajuda del següent gràfic, es troba el material que garantirà un bon funcionament dels retenidors.

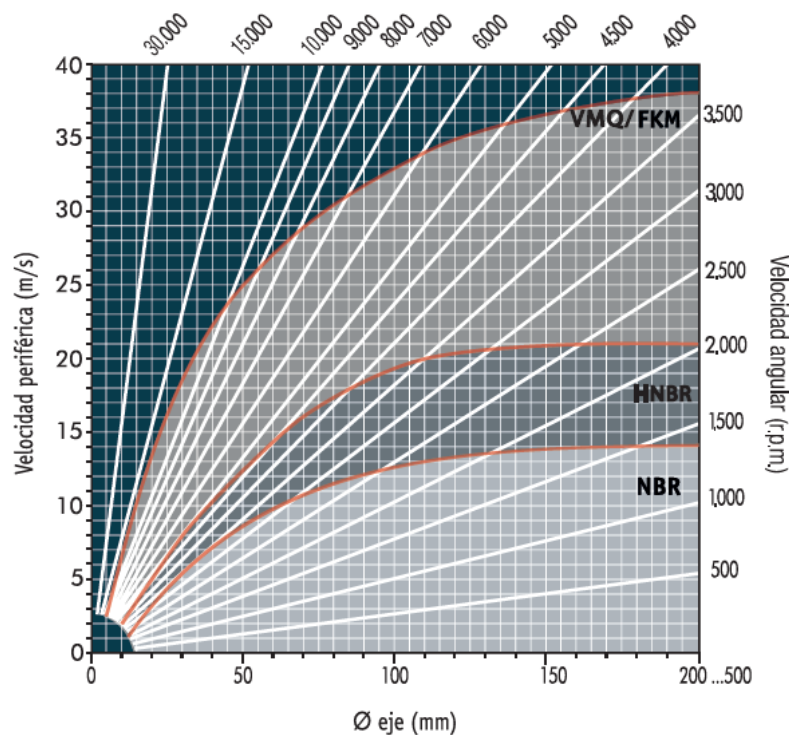


Figura 26. Materials dels retenidors <sup>12</sup>

Com es pot observar, per la velocitat perifèrica, tots podrien ser NBR. Aquesta condició es compliria si el fluid contingut per tots ells fos l'oli, ja que aquest és un bon conductor tèrmic i serveix per dissipar prou bé el calor generat per fricció en els llavis. Això es compleix en els dos situats sobre l'eix primari, per tant, aquests dos seran NBR.

En canvi, els dos que es troben sobre l'eix del rotor, contenen greix, que a diferència de l'oli, no és bon conductor tèrmic. La temperatura dels llavis, en aquest cas, augmentarà força més que en els altres i per això el material d'aquests haurà de suportar millor la temperatura. En aquest cas, s'instal·laran retenidors HNBR.

Per descomptat, ambdós materials són compatibles químicament amb olis de transmissió i el greix utilitzat per lubricar els rodaments del rotor.

### 6.4.2. Elements dissenyats

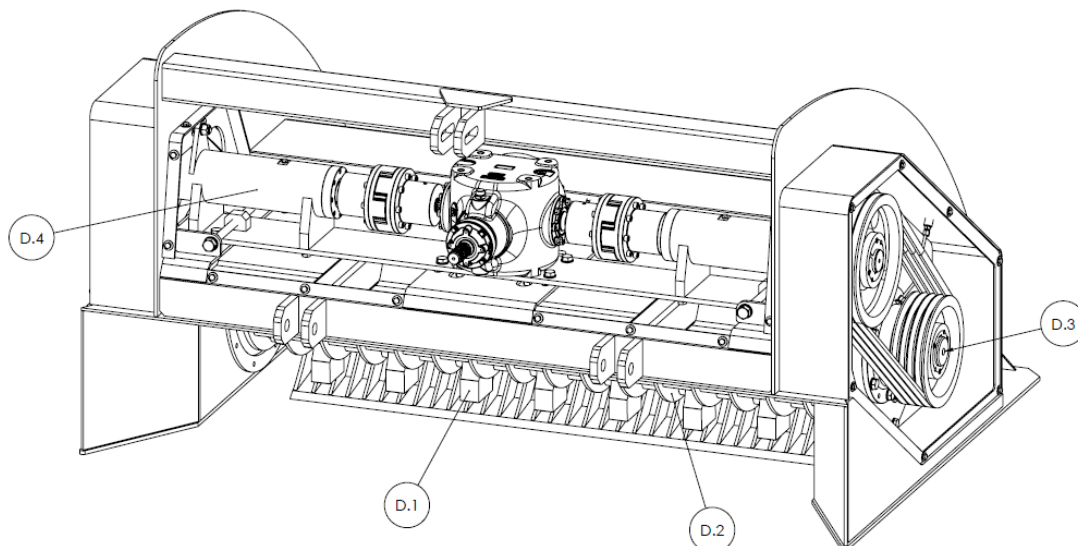


Figura 27. Ubicació dels elements calculats sobre el conjunt

#### 6.4.2.1. Martells (Component D.1)

La forma dels martells s'agafa d'altres ja fabricats, sense saber les mesures exactes, però de forma que s'adapti a les dimensions de la màquina que s'està dissenyant. Aquest és un dels elements més importants, ja que ha de resistir tots els impactes i també poder suportar esforços que es produïrien en condicions de funcionament desfavorables.

Per calcular-los es plantejaran dos escenaris diferents que es poden donar durant la utilització i que seran considerats condicions límit de funcionament. Aquestes dues condicions seran:

- Aguantar la força centrífuga màxima que es pot donar sobre el martell.
- Aguantar les forces que es produïrien sobre ell quan provoca una frenada brusca del rotor.

• **Aguantar la força centrífuga màxima que es pot donar sobre el martell:**

Per calcular aquesta força, és necessari dissenyar-lo abans, així es pot conèixer la massa i el radi de gir respecte a l'eix. Els martells, giren solidaris a un rotor amb un diàmetre de 425mm, per tant, la distància del centre de gravetat del martell respecte al centre del rotor és de  $212,5+56\text{mm}=268,5\text{mm}$  i respecte al seu eix, la distància és de 56mm.

La seva massa, considerant que és d'acer amb densitat  $7800\text{kg/m}^3$ , és de 6,7kg.

Per considerar el cas més desfavorable d'un xoc del martell contra un objecte, es considera que ho fa contra una massa molt més gran que ell, i que aquesta, que estava en repòs, segueix en el mateix estat.

També es considera un xoc completament elàstic, aplicant la conservació de l'energia i suposant que el mòdul velocitat final del martell és igual a la inicial però en sentit contrari.

Aplicant aquesta suposició, el coeficient de restitució és  $Cr=1$ .

Es produeixen dues situacions: Abans de l'impacte i després de l'impacte.

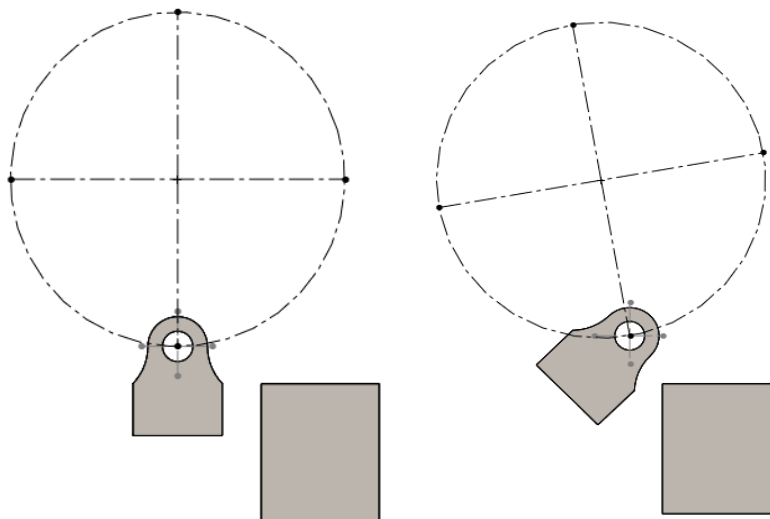


Figura 28. Situacions abans i després d'impactar el martell

Abans de l'impacte, el martell gira solidari al rotor, per tant el radi que es considerarà és  $r_1=268,5\text{mm}$ . Després, en canvi, girarà respecte a l'eix que el suporta, essent  $r_2=56\text{mm}$ . La velocitat de rotació del rotor, fixada anteriorment, és de 1200rpm.

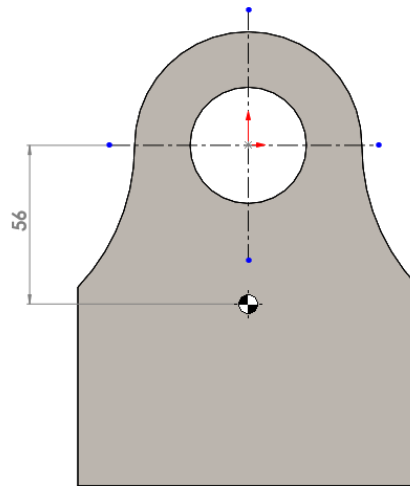


Figura 29. Centre de gravetat del martell

Aplicant la conservació de l'energia, es té:

$$E_i = E_f$$

$$\frac{1}{2} * m * V_i^2 = \frac{1}{2} * m * V_f^2$$

Sabent que  $V_i = \omega_{rotor} * r_1$  i  $V_f = \omega_{martell} * r_2$ , queda:

$$(\omega_{rotor} * r_1)^2 = (\omega_{martell} * r_2)^2$$

$$\omega_{martell} = \frac{\omega_{rotor} * r_1}{r_2} \rightarrow \omega_{martell} = \frac{1200 * \frac{2\pi}{60} * 268,5}{56} = 602,5 \text{ rad/s}$$

La nova velocitat de rotació del martell sobre el seu eix, molt més elevada que l'anterior, genera una força centrífuga que aquest haurà de suportar. Aquesta força és:

$$F_c = m * \omega_{martell}^2 * r_2 \rightarrow F_c = 6,7 * 602,5^2 * 0,056 = 136200 \text{ N}$$

La força, crearà una tensió tangencial sobre l'àrea resistent a l'esquinç, de color negre a la següent imatge.

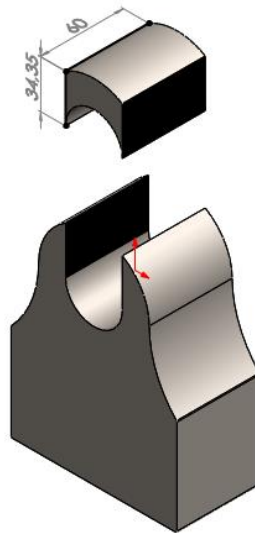


Figura 30. Àrea resistent

Per garantir que el martell no es trencarà degut a aquesta força, es comprova que la secció marcada no superi la tensió tangencial màxima que el material pot suportar. Ha de treballar per sota del límit elàstic.

El material proposat per a la fabricació dels martells és URSSA 500, que es subministra ja trempat i revingut, és resistent al desgast abrasiu i que té límit elàstic  $\sigma_e = 1400 \text{ N/mm}^2$ .

$$\tau_{xy} = \frac{Fc}{A_{esguínc}} = \frac{136200}{2 * 34,35 * 60} \cong 33 \text{ N/mm}^2$$

El factor de seguretat considerant aquest cas de càrrega i utilitzant el criteri de *Tresca* és:

$$FS_{m1} = \frac{\sigma_e}{2 * \tau_{xy}} = \frac{1400}{2 * 33} = 21,2$$

- **Aguantar les forces que es produïrien sobre ell quan provoca una frenada brusca del rotor:**

El rotor, degut a les seves dimensions i pes, juntament amb tots els elements que suporta té una gran inèrcia de gir. Per frenar tot el conjunt en un temps relativament curt seria necessària una força molt gran, que en aquest cas es considerarà que recau tota sobre un dels martells. Aquesta condició es podria donar, per exemple si entra una pedra de dimensions majors que les que la màquina pot triturar o un objecte metàl·lic de grans dimensions.

La inèrcia de tot el conjunt del rotor, amb els martells, les barres porta martells i les politges sobre l'eix de gir és  $I_{rot} = 92,4 \text{ kgm}^2$  (dada extreta del programa SolidWorks a partir de l'assemblatge) i a aquesta se li ha de sumar el parell constant que li està subministrant el tractor a través del sistema de transmissió, que és  $M_{Motor} = 1193,7 \text{ Nm}$ .

Es considera per aquest càlcul un temps de desacceleració del rotor de 25ms i el moment de frenada és

$$M_F = M_{Motor} + I * \alpha = M_{Motor} + I_{rot} * \frac{\Delta\omega}{\Delta t}$$

$$M_F = 1193,7 + 92,4 * \frac{40\pi}{0,025}$$

$$M_F = 465647 Nm$$

Suposant que aquesta força actua sobre el centre de masses del martell, la força que genera aquest moment és

$$F_F = \frac{M_F}{d} = \frac{465647}{0,056 + 0,2125} = 1734253 N$$

La tensió tangencial que resultarà d'aquesta sobre l'àrea resistent del martell, considerada la mateixa que a l'apartat anterior és

$$\tau_{xy} = \frac{1734253}{2 * 34,35 * 60} = 420,7 N/mm^2$$

Que farà que el factor de seguretat del martell en aquest instant sigui

$$FS_{m2} = \frac{1400}{2 * 420,7} \cong 1,7$$

#### 6.4.2.2. Rotor (Component D.2)

La disposició i distribució dels martells sobre el rotor, s'ha fet de forma que en condicions normals estigui equilibrat. A cada una de les seccions del rotor on hi ha martells, n'hi ha dos d'oposats, de forma que les forces generades per un s'equilibrin gràcies a l'altre, fent que la seva resultant sigui zero.

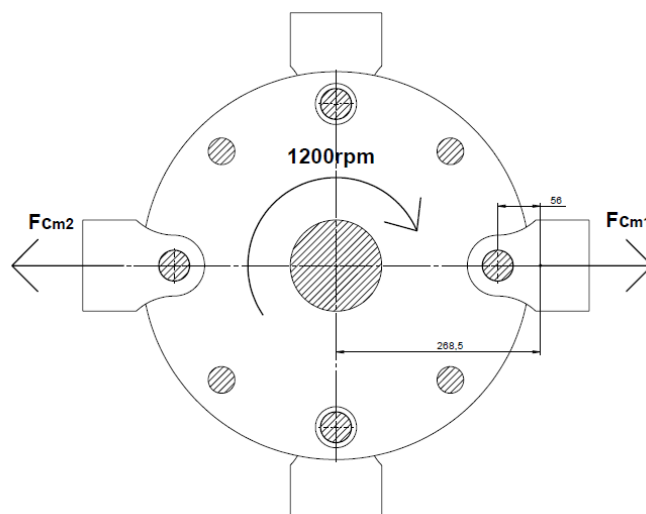


Figura 31. Forces d'equilibri

$$F_r = F_{Cm1} + F_{Cm2}$$

$$F_r = m_{m1} * \omega^2 * d_{m1} - m_{m2} * \omega^2 * d_{m2}$$

$$m_{m1} = m_{m2}; d_{m1} = d_{m2}$$

$$F_r = 0$$

Aquesta condició es perdrà en el moment en que un martell impacti contra una pedra, però aquest tindrà tendència a tornar a l'estat esmentat tornant quedar el conjunt equilibrat.

Les forces de desequilibri que actuaran sobre el rotor seran menors a les considerades en el càlcul de cada un dels elements per separat i únicament provocaran vibracions que l'estructura ha de ser capaç de suportar. La normativa especifica que en ser una màquina que no necessita conductor a sobre i que va suspesa sobre un tractor, no serà necessari indicar el nivell de vibracions emeses. El que si serà necessari és advertir de que si l'amplitud de vibració augmenta considerablement durant la utilització de la màquina, serà necessària la seva revisió.

#### 6.4.2.3. Eix del rotor (Component D.3)

El rotor ha sigut dissenyat de forma que tingui una ànima massissa de diàmetre 120 i que disposi de 4 barres situades a una gran distància per ajudar a fer el conjunt més rígid.

En els dos suports i on van situades les dues politges, el diàmetre és sobradament gran i pràcticament no ha de suportar esforços de flexió. Aquestes seccions han de suportar esforços de tallant i torsió, però molt baixos en comparació a la flexió que hi ha en el centre del rotor.

La situació més desfavorable, en aquest cas, serà quan la màquina estigui treballant a plena càrrega, entrant el parell màxim pels dos costats i oposant-se a aquest la força  $F_R$ . Ara, però, aquesta força es troba centrada, de forma que provoqui la màxima flexió en el centre del rotor.

El pes i les forces centrífugues calculades anteriorment, per alleugerir els càlculs, es substitueixen per una càrrega repartida que actua en tota la longitud compresa entre els dos rodaments i que el seu valor engloba totes aquestes forces.

A les següents imatges, es pot veure el rotor, amb totes les forces que hi actuen a sobre i els diagrames de tallant, flexió i torsió.



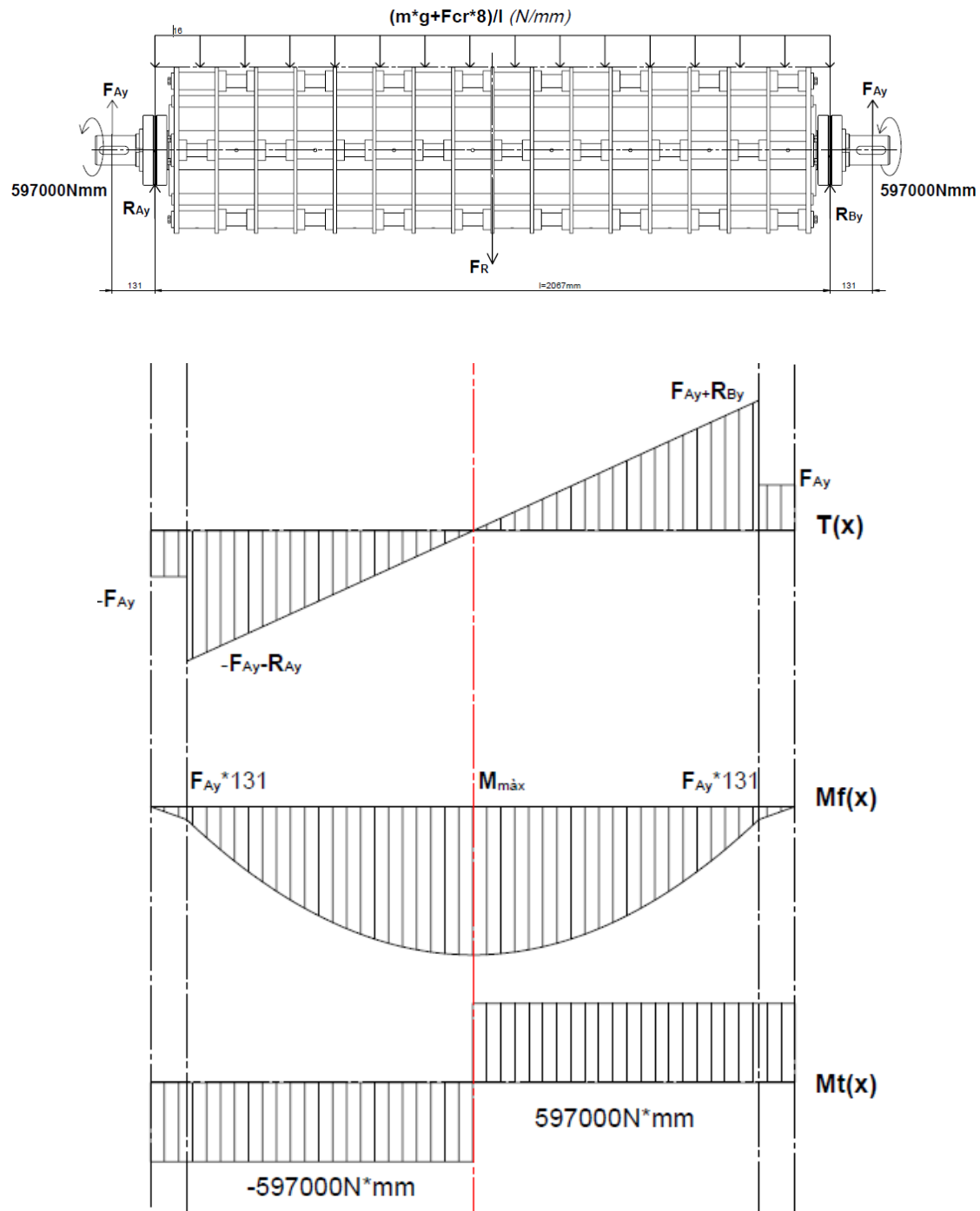


Figura 32. Diagrames d'esforços sobre el rotor

La secció més desfavorable serà la marcada amb una línia vermella. En aquest punt s'hi concentra la flexió màxima. El valor del moment flector que hi actua és

$$M_{f_{m\grave{a}x}} = F_{Ay} \cdot 131 + \frac{F_R \cdot 2067}{4} + \frac{\frac{mg + F_{Cr} \cdot 8}{2067} \cdot 2067^2}{8}$$

Recuperant les dades necessàries calculades en els apartats anteriors, es podrà calcular aquest moment flector.

$F_{Ay}=5240,9\text{N}$  (Força generada per la transmissió en sentit y)

$m=1256\text{kg}$  (Massa del conjunt rotor, amb martells, barres porta martells i politges)

$F_R=3978,9\text{N}$  (Força que situada a 300mm del centre de rotació, s'oposa al parell d'entrada)

$F_{Cr}=11849,8\text{N}$  (Força centrífuga resultant per a cada parella de martells desequilibrats)

El moment flector màxim és:

$$M_{f_{m\grave{a}x}} = 5240,9 * 131 + \frac{3978,9 * 2067}{4} + \frac{\frac{1256 * 9,81 + 11849,8 * 8}{2067} * 2067^2}{8}$$

$$\mathbf{M_{f_{m\grave{a}x}} = 30419722\text{Nmm} \approx 30,42\text{kNm}}$$

Per determinar els esforços que es donen a la secció més desfavorable, és necessari calcular la inèrcia d'aquesta. Com s'ha indicat, el rotor es constitueix a partir d'un eix de diàmetre 120mm i de quatre barres de diàmetre 35mm que serveixen per donar-li rigidesa. Aquestes es troben a 150,3mm de distància des del centre.

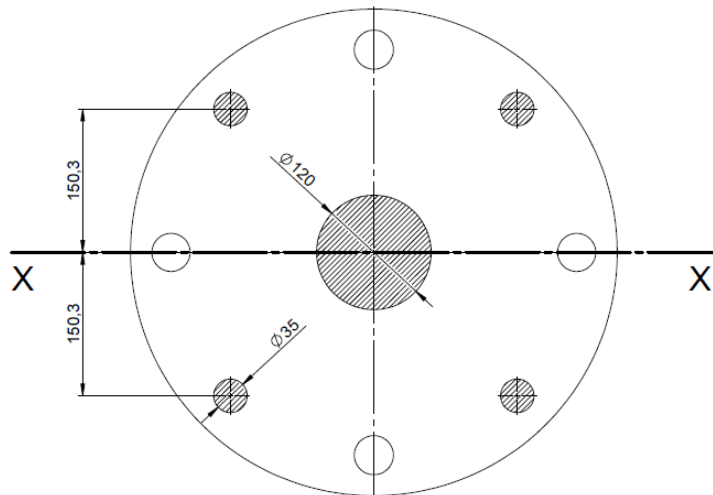


Figura 33. Àrea resistent del rotor

Tenint en compte el sentit dels esforços que actuaran en aquest cas de càrrega, interessa el valor de la inèrcia en l'eix X-X de la imatge anterior. Aquest valor es calcula com:

$$I_{xx} = I_{120x} + 4 * I_{35x}$$

On:

$$I_{120x} = \frac{\pi * D^4}{64}$$

I aplicant el teorema d'*Steiner* o dels eixos paral·lels per trobar la inèrcia dels perfils situats a una distància de l'eix, es té que:

$$I_{35x} = \frac{\pi * D^4}{64} + \frac{\pi}{4} * D^2 * d^2$$

La forma usual d'expressar la inèrcia d'una secció és en  $cm^4$ , per tant els diàmetres corresponents a l'eix i barres que serveixen per donar rigidesa, s'expressaran en cm.

$$I_{120x} = \frac{\pi * 12^4}{64} = 1017,9 cm^4$$

$$I_{35x} = \frac{\pi * 3,5^4}{64} + \frac{\pi}{4} * 3,5^2 * 15,03^2 = 2180,8 cm^4$$

$$I_{xx} = 1017,9 + 4 * 2180,8$$

$$I_{xx} = 9741,1 cm^4$$

Els esforços generats sobre el conjunt, no són estàtics, sinó fluctuants. Quan la màquina funciona i l'eix gira a 1200rpm, les tensions passen de tracció a compressió cada  $180^\circ$ , per tant, es considerarà que està sotmès a un cas de càrrega alternat simètric. La tensió mitja de flexió serà  $\sigma_m = 0$ .

La torsió, té un valor menyspreable en relació a la flexió, així que no es tindrà en compte en el càlcul de fatiga.

La tensió de flexió màxima, que serà igual a la tensió amplitud, és:

$$\sigma_{f\max} = \frac{M_{f\max} * y}{I_{xx}} = \frac{30420 * 10^3 * (150,3 + \frac{35}{2})}{9741,1 * 10^4}$$

$$\sigma_{f\max} = \sigma_a = 52,4 MPa$$

El material amb el que es fabricarà l'eix i les barres és St52.3, amb límit elàstic  $\sigma_e = 355 MPa$  i tensió de ruptura  $\sigma_{rot} = 600 MPa$ . Amb la forma de l'eix es calcula la tensió de fatiga  $\sigma_{fat}$ :

- Factor de superfície  $K_a$ : Per una barra d'acer amb resistència a la tracció de 0,6GPa i estirada en fred.

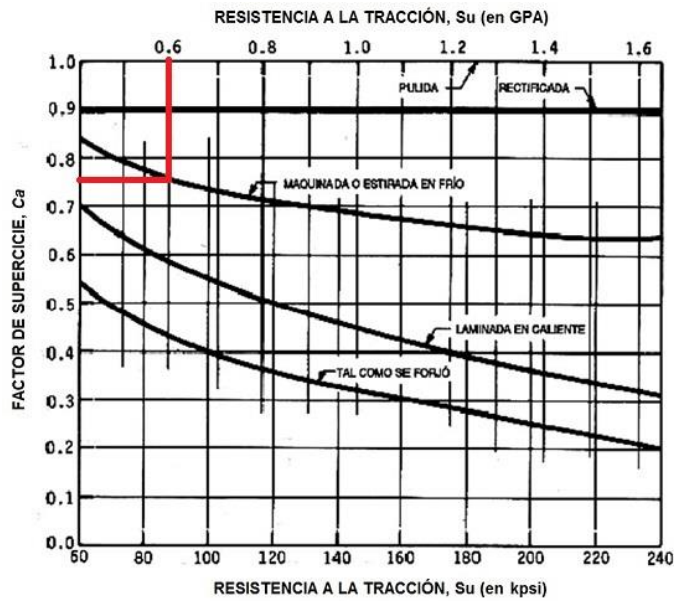


Figura 34. Factor  $K_a$  eix del rotor <sup>13</sup>

$$K_a = 0,76$$

- Factor de tamany  $K_b$ : A la secció crítica, les barres sotmeses a tracció i compressió són les de diàmetre 35mm.

$$K_b = 0,85$$

- Factor de confiabilitat  $K_c$ : Es vol una confiabilitat del 99%, per tant aquest factor és

$$K_c = 0,814$$

- Factor de temperatura  $K_d$ : La temperatura de treball en tot moment serà inferior a 70°C, per tant no afecta a la vida a fatiga del component.

$$K_d = 1$$

- Factor de concentració d'esforços  $K_e$ : Essent una barra rodona que travessa de cap a cap del rotor i sense canvis de diàmetre no hi hauria concentracions d'esforços. La barra, però, es troba soldada a les plaques per donar rigidesa i les línies de tensió es desviarien lleugerament, generant concentració d'esforços. Per aproximar aquest factor de concentració, es suposarà que el cordó de soldadura té un radi de 2mm i que els diàmetres de la barra i exterior del cordó són 35 i 50mm, respectivament.

$$K_e = \frac{1}{1 + q(Kt - 1)}$$

Del següent gràfic, es treu que el factor de sensibilitat, en el cas suposat és

$$q = 0,8$$

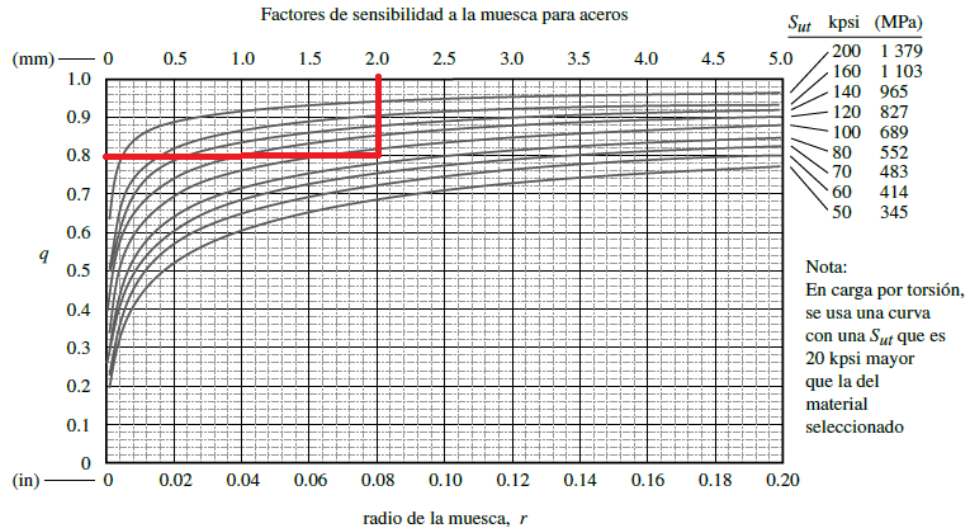


Figura 35. Factor de sensibilitat  $q$  del rotor <sup>14</sup>

I del següent, sabent la diferència de diàmetres, es troba el factor  $K_t$ :

$$\frac{D}{d} = \frac{50}{35} = 1,43$$

$$\frac{r}{d} = \frac{2}{35} = 0,06$$

$$K_t = 2,2$$

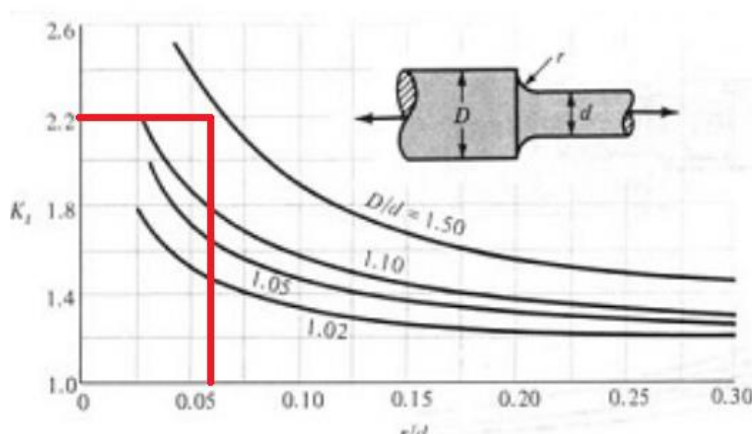


Figura 36. Factor de canvi de diàmetre  $K_t$  del rotor <sup>13</sup>

Finalment, es calcula el factor  $K_e$ :

$$K_e = \frac{1}{1 + 0,8(2,2 - 1)} = 0,51$$

La tensió de fatiga, vindrà reduïda per tots els factors anteriors, essent aquesta

$$\sigma_{fat} = \sigma'_{fat} * Ka * Kb * Kc * Kd * Ke$$

$$\sigma_{fat} = 300 * 0,76 * 0,85 * 0,814 * 0,51$$

$$\sigma_{fat} = 80,45 \text{ MPa}$$

Coneixent el valor de tensió de fatiga i el de tensió deguda a la flexió, es calcula el factor de seguretat

$$FS = \frac{\sigma_{fat}}{\sigma_a} = \frac{80,45}{52,4} = 1,53$$

#### 6.4.2.4. Eix primari (Component D.4)

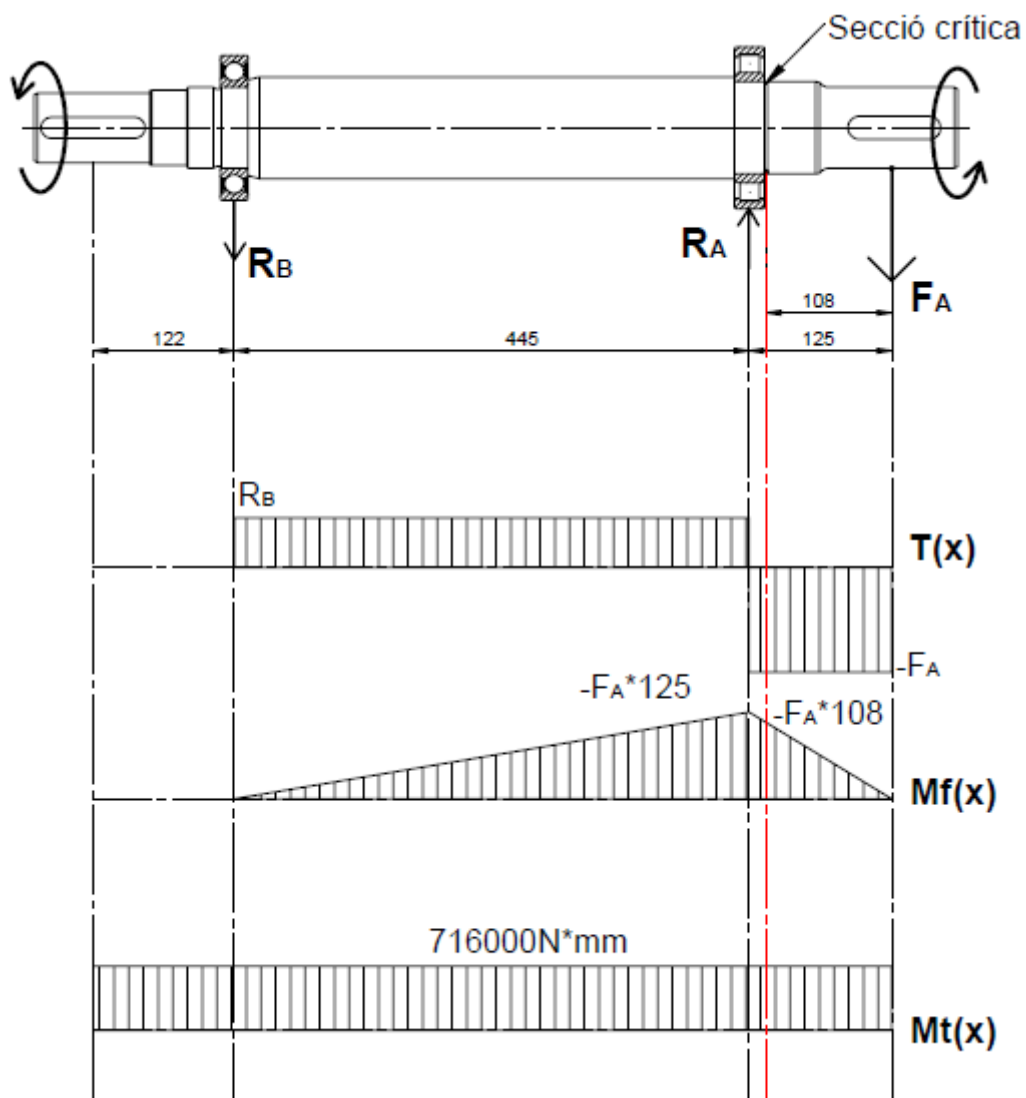


Figura 37. Diagrames d'esforços sobre l'eix de transmissió

Tensió deguda a la flexió:

$$\sigma_f = \frac{32 * Mf}{\pi * D^3} = \frac{32 * 108 * 8153,4}{\pi * 76,5^3}$$

$$\sigma_f = \sigma_a = 20,03 \text{ MPa}$$

Tensió deguda a la torsió:

$$\tau_t = \frac{16 * Mt}{\pi * D^3} = \frac{16 * 716000}{\pi * 76,5^3}$$

$$\tau_t = 8,14 \text{ MPa}$$

Aquesta no és fluctuant, per tant, la tensió mitjana serà

$$\sigma_m = \sqrt{3} * 8,14 = 14,1 \text{ MPa}$$

Càlcul de la tensió límit de fatiga. Eix d'acer F1252 bonificat, amb límit elàstic 900MPa i tensió de ruptura de 1200MPa.

- Factor de superfície Ka: Per una barra d'acer amb resistència a la tracció de 1,2GPa i mecanitzada.

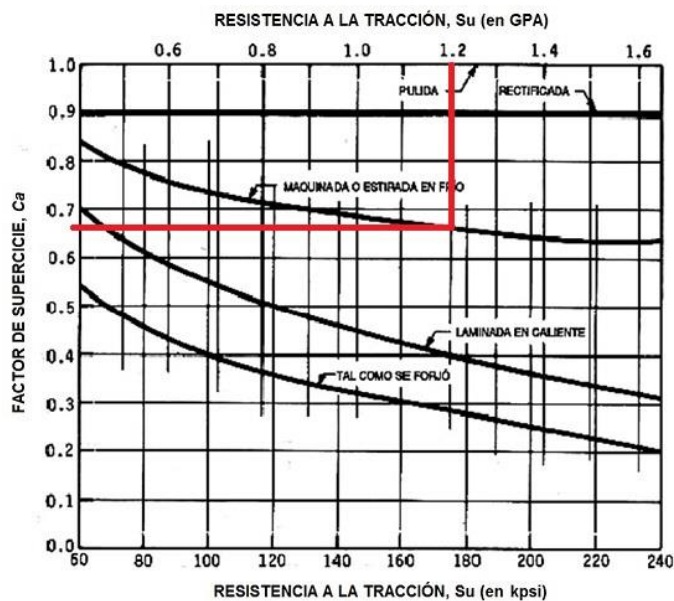


Figura 38. Factor Ka de l'eix de transmissió <sup>13</sup>

$$Ka = 0,67$$

- Factor de tamany Kb: A la secció crítica, el diàmetre és de 76,5mm (Interior de la ranura per l'anell Seeger).

$$Kb = 0,75$$

- Factor de confiabilitat  $K_c$ : La confiabilitat desitjada és del 99%, per tant aquest factor és

$$K_c = 0,814$$

- Factor de temperatura  $K_d$ : Tot i que la temperatura de funcionament serà major que la de l'eix del rotor calculat anteriorment, aquesta estarà molt per sota de 70°C, per tant no provocarà canvis en la resistència a fatiga.

$$K_d = 1$$

- Factor de concentració d'esforços  $K_e$ : A més d'haver-hi un canvi de diàmetre, aquesta concentració d'esforços s'incrementa degut a la dificultat de poder mecanitzar un radi gran dins una ranura d'anell Seeger. Com que aquest és de gran diàmetre, es considerarà, a efectes de càlcul que el radi és de 0,5mm.

$$K_e = \frac{1}{1 + q(K_t - 1)}$$

El factor de sensibilitat  $q$ , és en aquest cas

$$q = 0,85$$

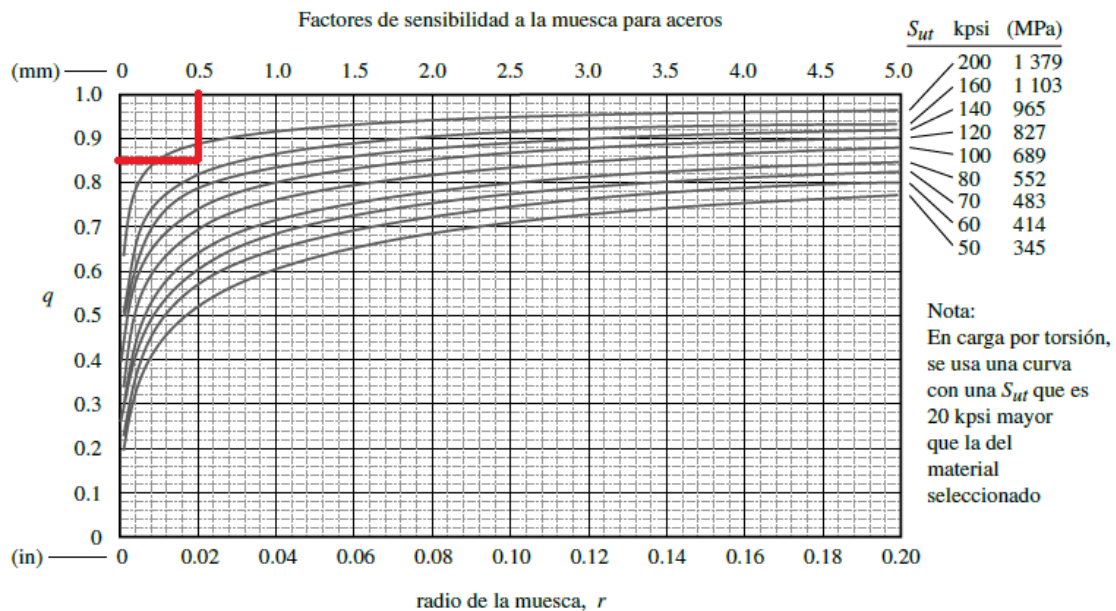


Figura 39. Factor de sensibilitat  $q$  de l'eix de transmissió <sup>14</sup>

Finalment, com a factor  $K_t$ , que depèn de la forma de la discontinuïtat, s'utilitzarà el valor de 3.



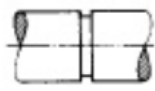
Canal rectangular para anillos de seguridad (tipo Seeger)		2,5 ... 3,5
---	---	-------------

 Figura 40. Factor  $K_t$  de concentració de tensions <sup>13</sup>

$$K_e = \frac{1}{1 + 0,85(3 - 1)} = 0,37$$

La tensió de fatiga, disminuirà per l'efecte de tots els factors de decreixement anteriors, quedant

$$\sigma_{fat} = \sigma'_{fat} * K_a * K_b * K_c * K_d * K_e$$

$$\sigma_{fat} = 600 * 0,67 * 0,75 * 0,814 * 0,37$$

$$\sigma_{fat} = 90,80 \text{ MPa}$$

A partir de la tensió límit calculada, es crea el diagrama de Soderberg per calcular el factor de seguretat amb el que està treballant l'eix.

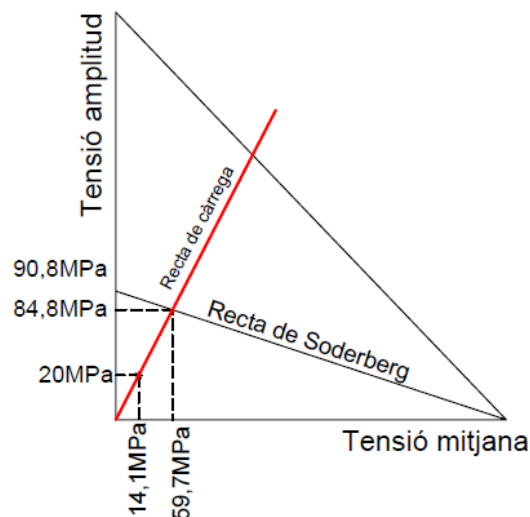
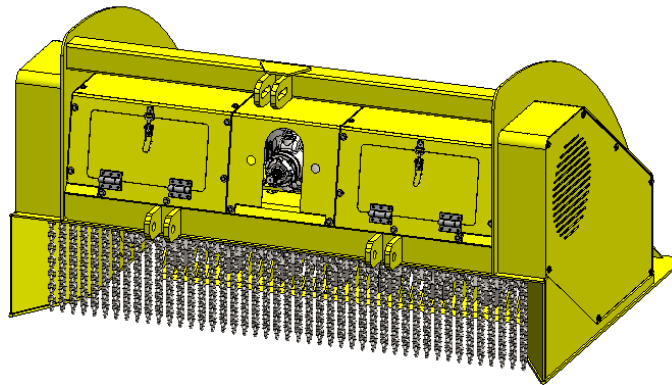


Figura 41. Diagrama de Soderberg

$$FS = \frac{\sigma_{a_{max}}}{\sigma_a} = \frac{84,8}{20} = 4,2$$

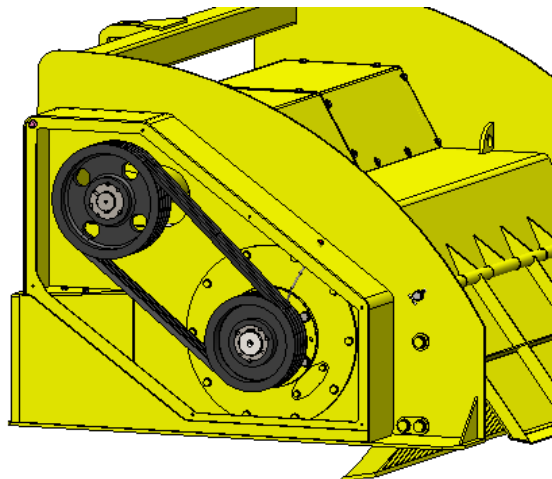
Amb un factor de seguretat més gran que la unitat, es considera que la vida serà major de  $10^6$  cicles. En tenir un factor de 4,2 es pot suposar que la vida de l'eix serà "infinita".

## 6.5. Descripció del disseny final



*Figura 42. Resultat de la màquina*

La màquina resultant del disseny es compon de tres conjunts que es troben units mitjançant cargols, llevat de la transmissió i el rotor que es troben units per 8 corretges (4 a cada costat), que transmeten el gir d'un conjunt a l'altre.



*Figura 43. Transmissió per corretges*

### 6.5.1. Bastidor

El conjunt principal és el bastidor, ja que té la funció de fer de suport a totes les peces que componen la màquina i també s'encarrega de la unió entre la mateixa i el tractor portador mitjançant passadors.

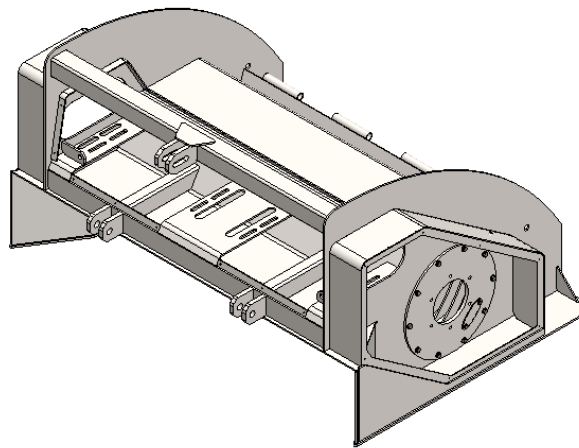
Està format per peces de planxa tallades, en alguns casos doblegades i soldades entre elles per formar un conjunt rígid sobre el que es cargolaran els altres subconjunts. La seva part superior serveix de protecció, evitant el possible contacte amb les eines de treball, que en aquest cas són els martells.

Disposa de registres per facilitar l'intercanvi dels martells i les peces on s'espera desgast i que, per tant, s'hauran d'anar canviant cada cert temps durant la seva utilització i de dues tapes laterals que fan de suport pels dos rodaments del rotor.

A la seva part posterior s'hi situa el reixat que serveix per determinar la profunditat de treball i la mida del producte final. Aquest és desmuntable i pot ser canviat per un de menor o major espessor, depenent dels requisits del treball o de la mida de la pedra final que es vol aconseguir.

També fa de suport a totes les proteccions que s'han instal·lat a la màquina per tal de disminuir els riscos derivats de la seva utilització.

La seva massa, considerant també els accessoris que incorpora, és de **1166kg**.



*Figura 44. Bastidor*

### 6.5.2. Rotor

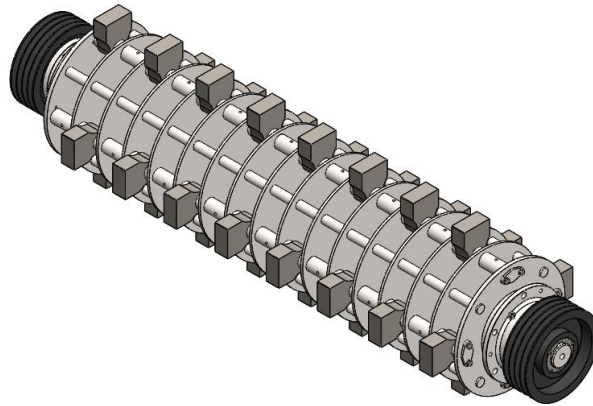
El rotor està compost per una ànima, feta d'un eix massís encarregat de suportar tot el conjunt, unes plaques soldades a distàncies iguals, encarregades de sostenir les barres porta martells i quatre barres soldades a les plaques per donar rigidesa al conjunt.

Porta 32 martells que impactaran contra les pedres a triturar. Aquests són mòbils i poden girar sobre l'eix que els sosté, fent que les càrregues d'impacte sobre el rotor siguin molt menors.

A cada costat disposa d'un rodament col·locat dins un suport mecanitzat que serveix d'unió amb el bastidor mitjançant 8 cargols. També s'encarrega de contenir el greix utilitzat per lubricar-lo i disposa d'un retenidor a cada costat que evita la seva sortida i contaminació deguda a agents externs.

El moviment de gir li arriba a través de la transmissió per corretges a cada costat.

La massa d'aquest conjunt és de **1327kg**.



*Figura 45. Rotor*

### 6.5.3. Transmissió

La transmissió està formada per un grup cònic, un eix amb una politja a cada costat, encarregats de transmetre la potència a través de les corretges, dos acoblaments elàstics, encarregats d'absorbir vibracions i compensar les desalineacions entre els eixos de sortida del grup cònic i els eixos de transmissió i finalment una base d'acer encarregada de fer de suport a tot el conjunt.

Aquest subconjunt va fixat sobre el bastidor amb l'ajuda de cargols. Pot córrer 60mm en sentit longitudinal de la màquina per permetre el canvi de corretges i el seu tensat, ajudant-se d'un cargol a cada costat per tensar amb la major precisió possible.

Els eixos dels dos costats van recolzats sobre dos rodaments (un de boles i un de rodets) que han de ser lubricats mitjançant oli. Per això, el suport sobre el que van muntats és buit per dins i s'haurà d'omplir amb 0,8l d'oli (Indicat en el manual d'usuari).

La instal·lació del tipus d'acoblament seleccionat, permetrà canviar l'element flexible encarregat d'absorbir les vibracions, sense necessitat de desmuntar altres elements del conjunt, fent que el seu manteniment sigui senzill i es perdi el mínim temps per fer-lo.

La massa del conjunt de transmissió és de **460kg**.

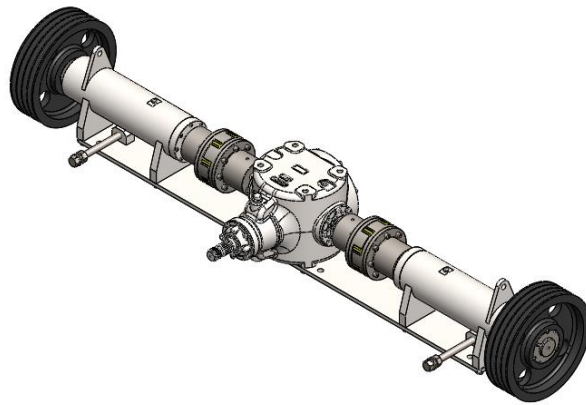


Figura 46. Transmissió

## 6.6. Especificacions finals

Taula 17. Especificacions finals

ESPECIFICACIONS FINALS	
Potència d'accionament permessa (kW)	150
Massa total (kg)	3225
Amplada total (mm)	2500
Amplada de treball real (mm)	2000
Alçada total (mm)	1485
Alçada en condicions de funcionament (mm)	1310
Longitud total (mm)	2045
Enganxall	CAT 3
Presa de força	CAT 3 eix 1-3/4" z20
Transmissió	Doble (4*2) corretges SPC 2800
Nombre de martells	32
Pes dels martells (kg)	6,7
Mida del producte final amb el reixat estàndard (mm)	45

## 7. Pressupost

El pressupost s'estructura en tres parts diferents. En primer lloc, es quantifiquen els elements estàndard necessaris per assemblejar la màquina i a partir del seu PVP facilitat pels fabricants o a través de pàgines web, s'elabora el pressupost.

En segon lloc hi ha els materials, que poden ser barres d'acer, pressupostades a partir d'un preu per metre de longitud o peces tallades mitjançant aigua o plasma a partir de planxes d'un espessor determinat, el preu de les quals es dona en €/Kg i que varia depenent de l'espessor de la planxa a tallar. En aquest apartat també s'inclouen les despeses de taller, on hi ha les operacions de mecanitzar peces, soldar i assemblejar la màquina.

En tercer lloc s'indiquen totes les tasques fetes per part de l'oficina tècnica, que es divideixen en recerca d'informació relacionada amb el projecte a desenvolupar, redacció de l'informe, disseny, càlculs, documentació tècnica, etc.

*Taula 18. Pressupost d'elements comercials*

Descripció	Preu unitari	Quantitat	Total
<b>Elements d'unió</b>			
Cargol M4x16 D912	0,1	6	0,6
Cargol M6x16 D912	0,11	28	3,08
Cargol M8x35 D912	0,18	32	5,76
Cargol M10x20 D933	0,1	46	4,6
Cargol M12x25 D912	0,16	32	5,12
Cargol M12x25 D933	0,16	16	2,56
Cargol M12x40 D913	0,17	4	0,68
Cargol M16x35 D933	0,37	20	7,4
Cargol M16x45 D933	0,42	8	3,36
Cargol M20x45D933	1,29	12	15,48
Cargol M20x55 D933	1,37	10	13,7
Cargol M24x70 D931	1,96	6	11,76
Cargol W1/2x1,5 D913	0,18	12	2,16
Tap M12x1,5 D7604	2,12	4	8,48
Femella M4 D985	0,05	6	0,3
Femella M6 D985	0,07	28	1,96
Femella M20 D985	0,67	10	6,7
Femella M24 D934	0,96	6	5,76
Volandera Grower M12 D127	0,06	20	1,2
Volandera M4 D9021	0,01	6	0,06
Volandera M6 D9021	0,02	28	0,56
Volandera M10 D9021	0,07	38	2,66
Volandera M10 D125	0,03	8	0,24
Volandera M12 D125	0,05	28	1,4
Volandera M16 D125	0,08	28	2,24
Volandera M20 D125	0,11	36	3,96
Volandera M24 D125	0,18	6	1,08

Volandera de retenció MB_20 D981	3,68	2	7,36
Volandera 12x17x1,5 D7603 Cu	0,18	4	0,72
Anell Seeger A80 D471	1,18	2	2,36
Anell Seeger J140 D472	5,28	2	10,56
Anell Seeger J180 D472	11,02	2	22,04

## Transmissió de potència, rodaments i estanquitat

Grup Bondioli Pavesi S22001	4270	1	4270
Corretja SPC2800	50,5	8	404
Politja SPC335-4	529,26	2	1058,52
Politja SPC400-4	665,34	2	1330,68
Casquet PHF TB 3535x70	95,81	2	191,62
Casquet PHF TB 3535x90	92,7	2	185,4
Xaveta 18x11x90 D6885A	3,29	2	6,58
Xaveta 20x12x80 D6885A	4,83	2	9,66
Xaveta 25x14x90 D6885A	12,09	2	24,18
Femella KM14 D981	7,31	2	14,62
Femella KM20 D981	29,21	2	58,42
Retenidor AS 65x100x10	13,3	2	26,6
Retenidor AS 80x140x15	17,05	2	34,1
Retenidor AS 90x120x12	21,36	2	42,72
Retenidor B2U 120x170x15	53,4	2	106,8
Rodament SKF 6214	73,91	2	147,82
Rodament SKF 22320E	791,81	2	1583,62
Rodament SKF NU216	109,09	2	218,18
Junta tòrica 120x2,5	1,27	2	2,54
Junta tòrica 209x3	2,38	2	4,76
Acoblament Albert PB200.40	404,02	2	808,04

## Altres elements

Cadena CAG80 D818-2	8	11,43	91,44
Frontissa KIPP K1182_82100010	14,3	4	57,2
Tancament KIPP K0051_1611682	37,89	2	75,78
Punt de greixatge	0,1	2	0,2
Tub 8x1,5	0,37	1	0,37
Racor EMC-N 14 08 D2353	12,03	4	48,12
<b>TOTAL</b>			<b>10957,87€</b>

Taula 19. Pressupost de materials i taller

Descripció	Preu unitari	Quantitat	Total
<b>Materials</b>			
Barra D35 cromada F125 trempada	40,52	8	324,16
Barra D90 F125 Tractada	79,53	1,7	135,20
Barra D125 ST52.3	129,41	2,4	310,584
Barra D40 ST52.3	11,62	4,2	48,80
Barra perforada ST52.3	66,5	1,05	69,82
Peces tallades amb plasma/Aigua	2,5	3560	8900
<b>Despeses de taller</b>			
Soldadura	38	35	1330
Mecanitzats	52	80	4160
Assemblatge	35	15	525
<b>TOTAL</b>			<b>15803,57€</b>

Taula 20. Pressupost oficina tècnica

Concepte	Preu (€/h)	Quantitat	Preu final
Estudi de mercat	12	70	840
Redacció de l'informe	12	150	1800
Documentació tècnica	18	210	3780
Disseny	20	180	3600
Càlcul d'elements	20	70	1400
<b>TOTAL</b>		<b>680</b>	<b>11420€</b>

Taula 21. Preu final del projecte

Elements estàndard	<b>10957,87</b>
Materials i fabricació	15803,57
Oficina tècnica	11420
<b>TOTAL</b>	<b>38181,44€</b>

El projecte tindria un preu de 38200€ més IVA.



## 8. Conclusions

Un cop finalitzat el projecte, es pot dir que s'ha pogut dur a terme el disseny complet i exitós de la màquina dins els marges de temps establerts i complint tots els objectius plantejats a l'inici.

Durant la fase de càlcul, la principal dificultat ha sigut la poca informació trobada relativa als esforços que es generen durant el funcionament previst i s'han hagut de calcular diferents condicions de càrrega per trobar quin era el cas més desfavorable que afectava a cada un dels components. Això dona com a resultat una màquina fiable i que pot resistir les pitjors condicions d'ús que se li poden donar.

La planificació proposada al principi no s'ha pogut complir estrictament, ja que la fase de modelat en CAD es va allargar una mica més del que s'estimava.

Per poder dimensionar algunes de les peces, ha sigut necessari primer fer un predimensionament i després comprovar que resistien els esforços deguts a les accions externes i el seu propi pes. Això ha suposat fer constants modificacions al disseny inicial fins a arribar al disseny final, on totes les peces, encaixades entre elles compleixen les especificacions necessàries.

L'allargament del temps dedicat al disseny, però, no ha afectat al temps total, ja que no eren hores perdudes, sinó temps dedicat a buscar components i catàlegs que al final ha permès fer la documentació de la màquina més ràpidament.

Veient el preu final del projecte es pot dir que és força competitiu. Les trituradores similars descrites en aquesta memòria, tenen un preu d'entre 25000€ la més senzilla i 35000€ la més reforçada i tenint en compte els sobre costos deguts a l'estudi i disseny que comporta la fabricació d'una única unitat, aquest preu no és tan elevat.

En conclusió, el resultat d'aquest projecte és una màquina que compleix de sobres les especificacions que s'havien proposat i que s'ajusta a les que ja es comercialitzen i són desenvolupades per part de fabricants amb molts anys de trajectòria.

## 9. Bibliografia

1. Agri World. *Máquinas agrícolas y forestales*. [Consulta: 21 de febrer 2019]. Disponible a: <https://agri-world.it/es/maquinas-agricolas-forestales-altamura-italia/>
2. Bugnot. *Trituradoras agrícolas*. [Consulta: 21 de febrer 2019]. Disponible a: <http://www.bugnot.com/broyeurs-de-pierres-et-aligneuses/broyeurs-agricoles/5-bp-et-bpe-144-194-244-245-300.html>
3. Osmag. *Trituradoras*. [Consulta: 21 de febrer 2019]. Disponible a: <http://www.trituradorasosmag.com/es/agricola/trituradoras>
4. Kirpy. *Trituradoras de piedras agrícolas "Viñero"*. [Consulta: 21 de febrer 2019]. Disponible a: <http://www.kirpy.com/es/kirpy/trituradoras-piedra-vinero-bpl/>
5. Ferro, S.A. *Productos agrícolas Rinaldi*. [Consulta: 21 de febrer 2019]. Disponible a: <http://www.maquinariaferro.com/rinaldi.php>
6. Agarín, S.L. *Trituradoras de piedras*. [Consulta: 21 de febrer 2019]. Disponible a: <http://www.agarin.es/serie-nt.html>
7. Alternativa agrícola. *Ejes de la toma de fuerza*. [Consulta: 7 d'abril 2019]. Disponible a: <https://alternativaagricola.es/ejes-toma-fuerza/1191-eje-de-la-toma-de-fuerza-tractor-new-holland-fiat-ford-de-6-estrias.html>
8. Chavanel. *Transmisiones cardán*. [Consulta: 7 d'abril 2019]. Disponible a: <https://www.chavanel.es/componentes-y-accesorios-agricolas/transmisiones-cardan>
9. Bondioli i Pavesi. *Cajas de engranajes*. [Consulta: 15 de març 2019]. Disponible a: <https://bondioli-pavesi.com/download/pdf/398SGB0053A02.pdf>
10. Optibelt. *Manual técnico*. [Consulta: 22 de març 2019]. Disponible a: [http://b2bstore.julsa.com/document/Cat/opti\\_manual.pdf](http://b2bstore.julsa.com/document/Cat/opti_manual.pdf)
11. Albert. *Acoplamientos elásticos*. [Consulta: 28 de març 2019]. Disponible a: <http://www.rodalsa.net/wp-content/uploads/2011/06/Catalogo-albert.pdf>
12. Epidor. *Retenidors*. [Consulta: 17 de març 2019]. Disponible a: <https://epidor.com/wp-content/uploads/2017/09/486933-Retenes.pdf>

13. Català, A. *"Teories de falla per fatiga"*. Universitat Politècnica de Catalunya. Terrassa, abril de 2018.
14. Norton, R. *Diseño de máquinas: Un enfoque integrado*. 4a edició. Mèxic: Pearson Educación, 2011. ISBN 9786073205894.

- **Altres llibres i documents consultats:**

- Fueyo, L. *Equipos de trituración, molienda y clasificación. Tecnología, diseño y aplicación*. Ed Rocas y minerales, 1999.
- Decker, K. H. *Elementos de máquinas*. 1a edició en espanyol. Bilbao: Urmo S.A., 1980. ISBN 8431403403.
- Tipler, P; Mosca, G. *Física para la ciencia y la tecnología. Volumen 1: Mecánica, oscilaciones y ondas, termodinámica*. 6a edició. Barcelona: Reverté, 2010. ISBN 9788429144291.
- Riba Romeva, C. *Selección de materiales en el diseño de máquinas*. 1a edició. Barcelona: Edicions UPC, 2008. ISBN 9788498804065.
- Análisis teórico y experimental del comportamiento a fatiga de las uniones soldadas [Consulta: 12 de març 2019]. Disponible a: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/3711/fichero/Memoria%252FCapitulo3-Comportamiento+a+fatiga+de+uniones+soldadas.pdf>
- Bermudez, F. (2013). *"Normativa de acotación"*. Universitat Politècnica de Catalunya. Terrassa, març de 2018.
- Seppi M, S.p.A. *Seppi Midipierre*. [Consulta: 21 de febrer 2019]. Disponible a: <https://www.seppi.com/en/mulcher-mower-shredder-tiller-stump-grinder/stone-crushers-soil-tillers.html>
- Unió Europea. Directiva 2006/42 CE del Parlament Europeu i del Consell, de 17 de maig de 2006, relativa a les màquines i per la que es modifica la Directiva 95/16/CE. [Consulta: 15 de març 2019] Disponible a : <https://www.boe.es/doue/2006/157/L00024-00086.pdf>
- Asociación Española de Normalización y Cercificación. UNE-EN ISO 4254-1:2016. *Maquinaria agrícola. Seguridad. Parte 1: Requisitos generales*. Madrid: AENOR, 2016. [Consulta: 15 de març 2019] Disponible a: <https://portal-aenormas-aenor.com/recursos.biblioteca.upc.edu/aenor/visor.asp?pidnorma=087057057062063060066066-259947746&pidioma=ES&pidtipo=N#page=1>

- Asociación Española de Normalización y Certificación. UNE-EN ISO 4254-5:2010. *Maquinaria agrícola. Seguridad. Parte 5: Equipos para el Trabajo del suelo con elementos accionados*. Madrid: AENOR, 2010. [Consulta: 15 de març 2019] Disponible a: <https://portal-aenormas-aenor-com.recursos.biblioteca.upc.edu/aenor/visor.asp?pidnorma=087057057061062058057057-259947746&pidioma=ES&pidtipo=N#page=1>
- Opac, S.L. *Xavetes DIN 6885*. [Consulta: 20 de març 2019]. Disponible a: <https://www.opac.net/producto.php?idfamilia=3&idsubfamilia=1&idproducto=145&fotof=f-3.png&enlacefam=din6885>
- SKF. *Rodaments*. [Consulta: 17 de març 2019]. Disponible a: [https://www.skf.com/binary/87-121486/0901d19680416953-10000\\_2-ES---Rolling-bearings.pdf](https://www.skf.com/binary/87-121486/0901d19680416953-10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf)
- Urssa. *Aceros de alta resistencia al desgaste*. [Consulta: 10 d'abril 2019]. Disponible a: <https://www.acerosurssa.es/es/13-aceros-de-alta-resistencia-al-desgaste>

## **15. Annexes**

Els documents annexes a aquesta memòria i que completen el projecte són els següents.

- I. Declaració de conformitat CE.**
- II. Manual d'instruccions i manteniment.**
- III. Instruccions d'assemblatge.**
- IV. Plànols.**